

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



FACOLTÀ DI INGEGNERIA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA DEI MATERIALI E DELLA PRODUZIONE

DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI

XXIV CICLO

TESI DI DOTTORATO

**SIMULAZIONE DINAMICA NVH DI MOTOPROPULSORI
ATTRAVERSO METODI AVANZATI FEM-BEM-MBS**

TUTOR

CH.MO PROF. ING.RENATO ESPOSITO

CH.MO PROF. ING.ENRICO ARMENTANI

ING. MAURO PIRELLI

DOTTORANDO

ING. GIUSEPPE FIORETTO

COORDINATORE DOTTORATO

CH.MO PROF. ING. FABIO BOZZA

*A coloro
che sono sempre al mio fianco...*

INDICE

- **INTRODUZIONI**_____pag.5

- **CAPITOLO I**
METODOLOGIE FEM – BEM – MBS_____pag.8
 - 1.1. CALCOLO MODALE – FEM
 - 1.2. CALCOLO ACUSTICO – BEM
 - 1.2.1. INDICE DI TRASMISSIBILITA' ACUSTICA
 - 1.3. CALCOLO MBS

- **CAPITOLO II**
ANALISI MODALE – FEM: SVILUPPO DI MODELLI DI CALCOLO_____ pag.28
 - 2.1. ANALISI DI UN CRANKSHAFT
 - 2.1.1 MODELLO FEM DI UN CRANKSHAFT
 - 2.1.2 TARATURA DI UN DAMPER RING
 - 2.1.3 ANALISI MODALE DI UN CRANKSHAFT COMPLETO
 - 2.2. CONFRONTO FRA COLLETTORI DI SCARICO
 - 2.2.1 MODELLO FEM: LINEA DI SCARICO CON COLLETTORE 2
 - 2.2.2 CONFRONTO MODALE FRA COLLETTORE 1 E COLLETTORE 2

2.2.3 ENERGIA DI DEFORMAZIONE

2.2.4 CONCLUSIONI

2.3. CONFRONTO FRA COPPE OLIO

2.3.1 MODELLO FEM MOTOPROPULSORE

2.3.2 CONFRONTO FORME MODALI

2.3.3 CONCLUSIONI

• **CAPITOLO III**

ANALISI ACUSTICA – BEM: SVILUPPO DI MODELLI DI CALCOLO_____pag.51

3.1 ANALISI NUMERICA VIBRO-ACUSTICA PER UN COPERCHIO CATENA

3.1.1 ACQUISIZIONI SPERIMENTALI

3.1.2 MODELLAZIONE FEM – BEM

3.1.3 VALIDAZIONE VIBRO – ACUSTICA

3.1.4 CONCLUSIONI

3.2 CALCOLO DELL'INDICE DI TRASMISSIBILITA' ACUSTICA: CONFRONTO FRA COPPE OLIO

3.2.1 MODELLO FEM – BEM

3.2.2 ANALISI ACUSTICA

3.2.3 CONCLUSIONI

3.3 CALCOLO DELL'INDICE DI TRASMISSIBILITA' ACUSTICA: CONFRONTO FRA COPERCHI PUNTERIE

3.3.1 MODELLO FEM
3.3.2 ANALISI ACUSTICA

3.3.3 CONCLUSIONI

- **CAPITOLO IV**
ANALISI MBS: SVILUPPO DI MODELLI
DI CALCOLO_____pag.82

4.1 ANALISI DELLE VIBRAZIONI DI UN MOTORE
TERMICO

4.1.2 MODELLAZIONE

4.1.3 ANALISI DEI RISULTATI E CONFRONTO
NUMERICO – SPERIMENTALE

4.1.4 CONCLUSIONI

4.2 ANALISI VIBRAZIONALE DI UN CRANKSHAFT

4.2.1 MODELLAZIONE

4.2.2 ANALISI E CONFRONTO NUMERICO –
SPERIMENTALE

4.2.3 CONCLUSIONI

- **CAPITOLO V**
ANALISI INTEGRATA FEM – BEM – MBS: SVILUPPO DI
UN MODELLO DI CALCOLO_____pag.111

4.1 ANALISI DI UN MOTOPROPULSORE CON GRUPPO CAMBIO

4.2 MODELLAZIONE

4.3 GEAR RATTLE

4.4 ANALISI DEI RISULTATI DEL MODELLO MULTIBODY

4.5 ANALISI ACUSTICA

4.6 ANALISI DI CONFRONTO

4.6.1 50% DELLA PRESSIONE

4.6.2 INGRANAGGI DI I, II, III, IV GIOCO NULLO

4.7 CONCLUSIONI

- **CONCLUSIONI**_____pag.149
- **BIBLIOGRAFIA**_____pag.152

INTRODUZIONE

Negli ultimi decenni l'industria automobilistica, a causa di una situazione di crisi mondiale, si ritrovata ad operare in un mercato globalizzato in cui la competitività è sempre più spinta. Questa combinazione di fattori ha indirizzato i diversi marchi ad una sensibile riduzione dei tempi e dei costi di progettazione, sviluppo e produzione, e quindi verso la realizzazione di veicoli qualitativamente superiori a costi ed in tempi sempre più contenuti.

In un mercato molto equilibrato, che vede i diversi costruttori aggiornare continuamente le soluzioni progettuali in un'ottica di continuo miglioramento, i consumatori hanno sviluppato una sensibilità verso aspetti prestazionali che fino a poco tempo fa erano considerati degli attrattori del prodotto ovvero "un di più". Allo stato attuale, molte di queste soluzioni sono diventate dei must ovvero dei requisiti imprescindibili da riscontrare nelle moderne autovetture; si pensi ad esempio agli aspetti ambientali, ergonomici e di comfort. In questa nuova visione progettuale si inserisce l'analisi NVH (Noise Vibration and Harshness).

L'NVH, costituisce in ambito automotive una branca molto complessa, in quanto comprende molteplici tecnologie in campi differenti. Gli strumenti

classici dell'analisi NVH utilizzabili nella fase di progettazione sono essenzialmente le analisi modali, analisi acustiche e dinamiche, delle vibrazioni innescanti il fenomeno fonico e fisico da contenere opportunamente. Le vibrazioni possono avere origine sia dall'esterno del veicolo, nel caso del contatto pneumatico-strada, che dall'interno, nel caso il disturbo provenga dal motore propulsore o dalla trasmissione.

L'NVH, dunque, permette di individuare una sorgente di un rumore o di una vibrazione e fa riferimento all'intero campo percettivo, dall'udito alla sensazione fisica. Il miglioramento del livello di comfort permette non solo di aumentare la qualità percepita della vettura, ma di ridurre l'affaticamento della persona alla guida e quindi di incrementare la sicurezza.

La necessità di ridurre i tempi e i costi di progettazione e sviluppo ha trovato risposta nell'evoluzione delle metodologie di calcolo numerico e nella possibilità di disporre di piattaforme di calcolo sempre più avanzate.

L'NVH-CAE è, dunque, quel settore che studia le problematiche NVH utilizzando gli strumenti CAE. In particolare le metodologie di analisi NVH-CAE sono: l'analisi modale in ambiente FEM (analisi FEM), l'analisi acustica (analisi BEM), in ambiente BEM, e l'analisi multibody (analisi MBS).

Nel presente elaborato sono stati sviluppati dei modelli di calcolo per l'analisi modale/FEM, acustica/BEM e MBS, di motore propulsore e di applicazione automobilistica e dei relativi componenti.

Sono stati dapprima considerate delle analisi FEM di alcuni sistemi su citati. Successivamente sono stati condotte dell'analisi acustiche BEM su alcuni componenti di motori termici. Inoltre sono state condotte delle analisi multibody su motopropulsori completi. Infine è stato sviluppato un modello di calcolo comprendente un motore a combustione e un gruppo trasmissione, il quale è stato analizzato integrando i tre metodi di calcolo suddetti.

I risultati numerici di alcuni modelli di calcolo elaborati sono stati confrontati con i rilievi sperimentali ottenendo una buona correlazione.

CAPITOLO I

METODOLOGIE FEM – BEM – MBS

1.1 CALCOLO MODALE – FEM

Mediante l'analisi modale vengono calcolate le frequenze naturali ed i modi di vibrare di un sistema. I procedimenti matematici alla base dell'analisi modale fanno parte di quel ramo della meccanica che si occupa dello studio delle vibrazioni. L'analisi modale, operata nell'ambito CAE, utilizza l'equazioni matematiche relative alle vibrazioni meccaniche in combinazione con il metodo agli elementi finiti (FEM).

Il FEM è un procedimento di discretizzazione che consente, mediante l'utilizzo di un modello matematico e di tecniche di calcolo di tipo numerico, lo studio di problemi particolarmente complessi. Oltre all'analisi modale, il FEM può essere utilmente applicato all'analisi strutturale, ai problemi di trasmissione del calore, all'analisi fluidodinamica, ed ad altri, eventualmente connessi ed accoppiati fra loro. Nel FEM si suddivide la struttura in un certo numero di parti, dette, appunto, elementi finiti e si definisce il modello di spostamento individualmente per ognuno di essi sulla base di pochi punti, detti nodi, appartenenti all'elemento stesso, come è espresso dalla relazione (1) .

$$\{U\} = [\psi] \{s\} \quad (1)$$

- $\{U\}$ vettore funzioni (incognite) di spostamento dei punti dell'elemento
- $[\psi]$ matrice delle funzioni interpolanti o di forma
- $\{s\}$ vettore degli spostamenti nodali.

Dunque, moltiplicando gli spostamenti nei punti nodali per la matrice delle funzioni interpolanti o funzioni di forma si ottiene la distribuzione degli spostamenti dell'elemento.

Su tale base, quindi, viene definito il comportamento di ogni singolo elemento, mentre quello dell'intera struttura viene poi ricostruito assemblando gli elementi di cui essa è composta. Tali elementi sono connessi tra loro e con il supporto esterno, solo nei nodi. Per calcolare gli spostamenti incogniti, è, quindi, sufficiente determinare le proprietà di alcuni elementi fondamentali che si replicano nella struttura e che possono essere utilizzate in riferimento anche a strutture diverse per forma, condizioni di vincolo e di carico. La determinazione delle proprietà degli elementi ed il loro assemblaggio richiedono operazioni di tipo ripetitivo, eseguibili da programmi di calcolo. Dunque, si considera un corpo continuo quello costituito da un prefissato numero di sottoinsiemi, gli elementi finiti appunto, i quali osservano la continuità nei punti nodali. Si ritiene, quindi, che ciascun elemento sia

connesso agli elementi adiacenti esclusivamente in corrispondenza di alcuni punti di controllo, i nodi, tramite i quali i vari elementi si scambiano reciprocamente le azioni.

Nel caso delle oscillazioni forzate, non smorzate, di un sistema agli elementi finiti, le equazioni del moto sono espresse nella forma (2):

$$[M]\{\ddot{s}\} + [K]\{s\} = 0 \quad (2)$$

dove $[M]$ e $[K]$ rappresentano, rispettivamente, le matrici di massa e di rigidità; $\{s\}$ è il vettore spostamenti nodali.

Sostituendo nella (2) l'equazione del moto:

$$s(t) = \{S\} \cos \omega t \quad (3)$$

si ottiene:

$$([K] - \omega^2 [M])\{X\} = 0 \quad (4)$$

la quale, affinché abbia un vettore $\{X\}$ non nullo come soluzione, è necessario che presenti il determinante pari a 0:

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (5)$$

Da questa relazione si ottengono le pulsazioni naturali ω_i del sistema, che sostituite nella (4), forniscono gli autovettori o forme modali $\{X_i\}$ corrispondenti.

Dato che ad ogni autovettore corrisponde un autovalore, un sistema ad n gradi di libertà presenta n auto valori ed n forme modali.

Gli autovettori così ottenuti, essendo le matrici $[M]$ e $[K]$ simmetriche, sono ortogonali in quanto si può verificare che per

$$\omega_r^2 \neq \omega_s^2 \quad r \neq s$$

si ha:

$$\{X_r\}^T [M] \{X_s\} = 0 \quad (6)$$

Questa esprime l'ortogonalità degli autovettori relativi a due diversi modi di vibrare; essa può essere scritta anche nel seguente modo:

$$\{X_r\}^T [K] \{X_s\} = 0 \quad (7)$$

Per effetto di tale proprietà gli n autovettori del sistema sono linearmente indipendenti e di conseguenza il suo moto può essere espresso come combinazione lineare degli $\{X_i\}$:

$$\{x(t)\} = \{X_1\}\Gamma_1(t) + \dots + \{X_n\}\Gamma_n(t) = [X]\{\Gamma\} \quad (8)$$

dove $\Gamma_j(t)$ sono i fattori di partecipazione modale.

Dunque, il moto del sistema è dato dalla somma di tanti moti, ognuno proporzionale al corrispondente modo naturale secondo la funzione $\Gamma_j(t)$, la quale dipende dalle cause eccitanti.

Fra i metodi di risoluzione più utilizzati nell'ambito dell'analisi modale vi sono il metodo *Subspace* ed il metodo *Lanczos*.

Nell'analisi modale viene effettuato anche il calcolo della massa efficace, la quale definisce per ogni modo α la quantità di massa che si muove in una certa direzione i ($i=1,2,\dots,6$) ed è data da:

$$m_{\alpha i}^{eff} = (\Gamma_{\alpha i})^2 m_{\alpha} \quad (9)$$

dove:

- $\Gamma_{\alpha i}$ è il fattore di partecipazione modale
- m_{α} è la massa modale o generalizzata.

Il fattore di partecipazione modale e la massa modale o generalizzata sono definita rispettivamente da:

$$\Gamma_{\alpha i} = \frac{1}{m_{\alpha}} X_{\alpha}^N M^{NM} T_i^M \quad (10)$$

$$m_{\alpha} = X_{\alpha}^N M^{NM} X_{\alpha}^M \quad (11)$$

N ed M si riferiscono ai gradi di libertà del modello e:

- X_α autovettore relativo al modo α
- T_i^M intensità di risposta del corpo rigido in termini di rotazioni e spostamenti
- M^{NM} matrice di massa.

Nel caso in cui si effettui la normalizzazione rispetto alla massa (cioè si ponga la massa modale pari ad 1), la massa efficace risulta uguale al quadrato del fattore di partecipazione.

Ai fini dell'analisi modale, la valutazione della massa efficace può risultare importante poiché, essendo correlata al fattore di partecipazione, fornisce la misura di quanto un dato modo di vibrare sarà “partecipe” della dinamica del sistema in una determinata direzione.

In sintesi, le fasi di un'analisi modale sono:

- (Fase *pre-processing*) Realizzazione di un modello FE a partire da un modello CAD
- (Fase *solution*) Calcolo modale del sistema
- (Fase *post-processing*) Visione dei risultati.

1.2 CALCOLO ACUSTICO – BEM

Nel calcolo acustico viene effettuata l'analisi BEM di un sistema. E' importante sottolineare che il calcolo acustico valuta l'emissione sonora dovuta esclusivamente ad azioni eccitanti, trasmesse per via strutturale. In alcun modo viene tenuto in conto il rumore emesso da altre sorgenti e trasmesso per via aerea.

Il calcolo acustico viene preceduto dal calcolo MBFR (*Modal Based Forced Response*), ossia la risposta forzata in frequenza su base modale. In pratica, una volta effettuato il calcolo modale, vengono applicate le azioni forzanti al modello e, successivamente, viene determinata la MBFR, in frequenza.

Per il calcolo acustico si utilizza la *mesh* BEM del componente. L'analisi BEM, inoltre, può essere eseguita con il BEM diretto, in cui il fluido è presente su una delle facce della *mesh* BEM, o con il BEM indiretto, in cui il fluido è presente su entrambe le facce della *mesh* BEM.

Il calcolo acustico viene eseguito su base modale e prevede diverse fasi:

- creazione di una *mesh* BEM
- calcolo degli ATV (*Acoustic Transfer Vectors*)
- proiezione dei modi della *mesh* FEM su quella BEM (*Data Transfer Vectors*)
- calcolo degli MATV (*Modal Acoustic Transfer Vectors*)

- calcolo della pressione sonora e della potenza acustica.

La *mesh* BEM agli elementi di contorno, come detto, rappresenta la *mesh* della superficie del componente.

Gli ATV sono funzioni di trasferimento che consentono di passare dalla vibrazione di una struttura alla pressione e alla potenza acustica. Gli ATV dipendono dalla geometria della superficie vibrante, dall'impedenza, dalla posizione dei microfoni, dalla frequenza e dalle proprietà fisiche del mezzo in cui il suono si propaga (temperatura e densità).

Il calcolo degli ATV prescinde dal dato vibrazionale, in particolare non dipende dalle condizioni di carico e dai valori di *damping*, utilizzati nel calcolo strutturale.

Se la superficie vibrante viene suddivisa in un numero finito di elementi è possibile esprimere la relazione tra le velocità normali di questi e le pressioni sonore, rilevate in più punti nel seguente modo:

$$\{p(\omega)\} = [ATV(\omega)]\{v_n(\omega)\} \quad (11)$$

dove

- $\{p(\omega)\}$ è il vettore colonna contenente la pressione sonora nei diversi punti
- $[ATV(\omega)]$ è la matrice dei vettori di trasferimento
- $\{v_n(\omega)\}$ è il vettore colonna contenente le velocità normali degli elementi vibranti.

Quando viene realizzata un'analisi vibro-acustica si ha la necessità di stabilire una relazione tra la *mesh* FEM e quella BEM; quest'operazione viene effettuata con il *Data Transfer Vectors*. In pratica vengono proiettati, per ogni modo di vibrare della struttura, i risultati dell'analisi modale e ossia gli spostamenti, la velocità e l'accelerazione degli elementi della mesh strutturale sulla *mesh* acustica.

Il moto di un sistema, $\{x(\omega)\}$, può essere espresso come una combinazione lineare dei suoi autovettori o modi naturali $\{X_i\}$, attraverso i fattori di partecipazione modale $\{\eta(\omega)\}$

$$\{x(\omega)\} = [X] \{\eta(\omega)\} \quad (12)$$

essendo $[X]$ la matrice modale composta dei vettori $\{X_i\}$.

Dalla precedente relazione si ricavano le velocità normali:

$$\{v_n(\omega)\} = j\omega [X_n] \{\eta(\omega)\} \quad (13)$$

dove $[X_n]$ è una matrice le cui colonne sono le proiezioni dei modi di vibrare lungo le direzioni normali degli elementi di contorno e $j\omega$ è il fattore moltiplicativo che, nel dominio della frequenza, consente il passaggio da spostamenti a velocità.

Sostituendo la (3) nella (1) si ottiene:

$$\{p(\omega)\} = j\omega [ATV(\omega)] [X_n] \{\eta(\omega)\} \quad (14)$$

cioè, per la pressione sonora nel singolo punto:

$$p_i(\omega) = j\omega \{ATV_i(\omega)\}^T [X_n] \{\eta(\omega)\} \quad (15)$$

e dunque:

$$p_i(\omega) = \{MATV_i(\omega)\}^T \{\eta(\omega)\} \quad (16)$$

dove $\{MATV_i(\omega)\}$ sono i *Modal Acoustic Transfer Vectors*:

$$\{MATV(\omega)\}^T = j\omega \{ATV(\omega)\}^T [X_n] \quad (17)$$

A differenza degli ATV, i *Modal* ATV non possono essere valutati puramente dai parametri acustici, ma richiedono la conoscenza delle condizioni dinamiche relative alla struttura vibrante, sotto forma di modi di vibrare.

Dunque i MATV dipendono dalla geometria della superficie vibrante, dall'impedenza, dalle posizioni dei microfoni, dalla frequenza, dalle proprietà fisiche del mezzo in cui si propaga il suono, dai modi di vibrare della struttura e dalle condizioni di vincolo.

Le fasi di calcolo precedentemente elencate rappresentano uno strumento piuttosto agile per il calcolo acustico. Infatti una volta definita la *mesh* del componente (o del sistema in esame), si passa al calcolo degli ATV e

successivamente al *Data Transfer Vectors* e ai MATV, i quali richiedono tempi di calcolo relativamente contenuti.

L'indipendenza degli ATV dalla risposta modale comporta un notevole vantaggio in ottica di riduzione dei tempi di calcolo, in quanto le successive modifiche del componente, che non richiedono una variazione della sua superficie esterna, possono essere processate con una nuova base modale ed una nuova risposta strutturale senza dover effettuare *ex novo* il computo degli ATV.

Per evitare la presenza di picchi anomali in corrispondenza delle frequenze proprie della cavità acustica, racchiusa dagli elementi di contorno, si è assegnato alla superficie interna degli elementi (e dunque al materiale), un'impedenza pari a quella dell'aria, cioè 416.5 *rayl*: in tal modo la misura di pressione acustica non risulta influenzata dal suono riflesso dalle pareti interne della *mesh* BEM.

1.2.1 INDICE DI TRASMISSIBILITA' ACUSTICA

Altro parametro utilizzato nell'ambito dell'analisi vibro-acustica è l'indice di trasmissibilità acustica. L'indice di trasmissibilità acustica, definito come potenza acustica emessa dal modello e irradiata attraverso la *coarse spherical mesh*, quando questo è eccitato con una forzante unitaria in un qualsiasi suo

punto, quindi si misura in W/N.

$$T_a = \frac{\text{Potenza sonora}}{\text{Forzante unitaria}} \quad (18)$$

Prima di effettuare il calcolo dell'indice di trasmissibilità acustica, viene calcolata la FRF (*Frequency Response Function*), ovvero la funzione di risposta in frequenza. Si applicano le forzanti unitarie sulla base modale del modello di calcolo, e mediante la FRF si ottiene la risposta, in termini di spostamento, velocità e accelerazione, nel dominio della in frequenza.

La trasmissibilità acustica dipende solo dai fattori di partecipazione modale e dai punti scelti come ingresso delle forzanti unitarie, che sono le connessioni tra coperchio catena ed il resto del motopropulsore, ma non (dipendono) dalla posizione dei microfoni, né tantomeno dalle forzanti reali.

La potenza acustica è la quantità di energia emessa da una sorgente sonora nell'unità di tempo. Per la misura della potenza sonora si fa riferimento alla norma *ISO-3744*, la quale richiede che l'ambiente di misura sia pressoché privo di superfici riflettenti, fatta eccezione per quella su cui si appoggia la macchina, in modo da avvicinarsi quanto più possibile alle condizioni di campo libero: tali condizioni si possono riscontrare all'aperto, lontano da pareti e ostacoli, oppure in una camera semianecoica.

La potenza sonora viene determinata misurando il livello medio di pressione sonora rilevata su una opportuna superficie di misura che avvolge la sorgente sonora; tale superficie, quando la macchina è appoggiata su un piano

riflettente, è di tipo semisferico. Per questo tipo di superficie i punti in cui viene misurato il livello di pressione sonora devono essere almeno dieci.

Il software di calcolo LMS/VIRTUAL LAB, per il calcolo della potenza acustica fa riferimento alla norma appena descritta; in particolare se il modello oggetto di tale misura viene posto su un piano riflettente, la superficie sarà, come detto, di tipo semisferico e i punti in cui viene rilevata la pressione acustica saranno diciannove.

Nel caso in cui non si voglia tener conto del piano riflettente, la superficie sarà di tipo sferico e i punti di misura saranno venti nel caso di *coarse spherical mesh* (Fig.1).

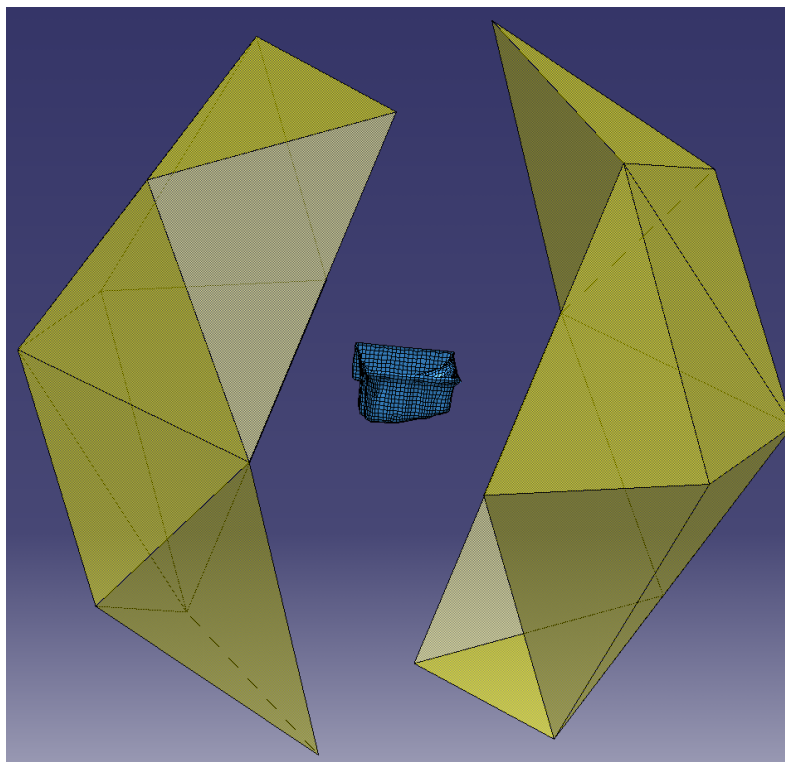


Figura 1 – Coarse spherical mesh

1.3 CALCOLO MBS

La metodologia *multibody* implementata con il codice di calcolo AVL/EXCITE considera i singoli corpi elastici lineari, i quali possono essere sottoposti sia ad ampi moti di corpo rigido che a piccoli spostamenti. Le forze esterne applicate sono costituite dal ciclo di pressione dei gas di combustione, dalle forze della distribuzione e dalle forze impulsive del pistone. Tutte le forze di natura inerziale vengono calcolate internamente dal codice in funzione delle effettive velocità ed accelerazioni dei punti dei corpi. Il calcolo, eseguito per ogni regime di funzionamento e nel dominio del tempo, fornisce le storie temporali di spostamento, velocità ed accelerazione di tutti i punti del sistema. Il concetto su cui si basa la creazione di un modello *multibody* è quello di suddividere un sistema meccanico con elasticità non lineare in sottosistemi linearmente elastici e di concentrare le non linearità nei vincoli esistenti tra questi. I corpi elastici sono rappresentati dalle matrici condensate degli elementi FE, costituenti il modello completo in studio. Ogni corpo elastico è discretizzato da un certo numero di nodi, usualmente quelli scelti nella condensazione, dotati di massa e connessi tra loro da molle elastiche e smorzatori privi di massa. Tra due nodi viene così identificato un sotto-corpo. L'interazione fra gli ampi moti di corpo rigido e i piccoli spostamenti in EXCITE viene simulata mediante diversi sistemi di riferimento: il sistema

inerziale S , che rappresenta il sistema “terra”, cioè il sistema di riferimento globale e il sistema di riferimento S' , solidale al corpo, la cui origine è posizionata nel baricentro del corpo stesso. Tale sistema si muoverà, rispetto a quello inerziale, in accordo con le leggi del moto, generate dai vincoli tra i corpi. Vi è infine, il sistema S'' solidale con il singolo sottocorpo. Se l'intero corpo fosse rigido, è chiaro che il moto di ogni singolo sotto-corpo, rispetto al sistema S' , sarebbe rappresentato da spostamenti e velocità nulle. Questo significa che per un corpo elastico si ottengono i risultati vibrazionali rispetto al sistema di riferimento S' .

In EXCITE (Fig. 2) viene effettuata la schematizzazione dei vincoli e dei singoli componenti che costituiscono il motore.

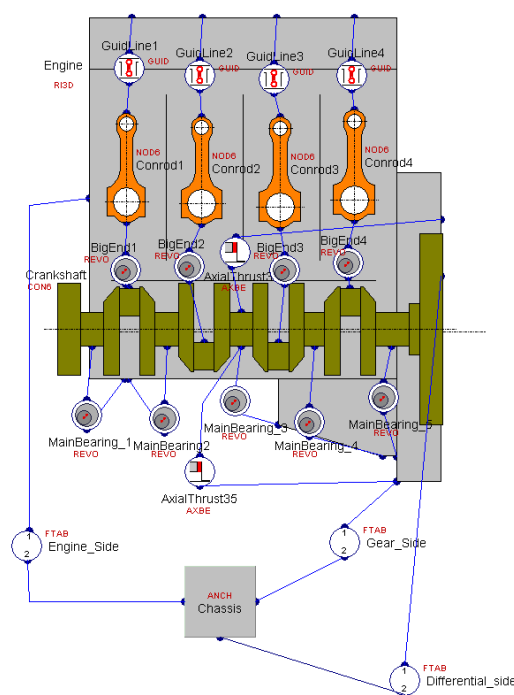


Figura2 - Rappresentazione grafica di corpi e connessioni in EXCITE

Ogni sotto-corpo appartenente ad un corpo elastico è soggetto a forze e momenti esterni, derivanti dall'interazione con i sotto-corpi adiacenti e/o provenienti dall'esterno. Il loro moto è governato dal teorema della quantità di moto, da quello del momento della quantità di moto e da quello del momento angolare, che costituiscono rispettivamente una serie di equazioni (19), (20), (21), in cui compaiono la matrice di massa, di smorzamento e rigidezza, i vettori forza e momento applicati, le reazioni vincolari e gli spostamenti generalizzati, lineari ed angolari:

$$\mathbf{M}_i \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}_i \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_i \cdot \mathbf{q} = \mathbf{f}_i^a + \mathbf{f}_i^* + \mathbf{p}_i \quad (19)$$

dove:

\mathbf{f}_i^a rappresenta le forze e momenti noti

\mathbf{f}_i^* rappresenta le reazioni vincolari esterne, forze e momenti

\mathbf{p}_i rappresenta i termini non lineari derivanti dalle trasformazioni delle coordinate

\mathbf{q} rappresenta gli spostamenti generalizzati, lineari e angolari

\mathbf{M} è la matrice di massa

\mathbf{K} è la matrice di rigidezza

\mathbf{D} è la matrice di smorzamento

Per la matrice di smorzamento, EXCITE fa riferimento al cosiddetto smorzamento proporzionale, anche conosciuto in letteratura come “smorzamento di *Rayleigh*”, di solito usato quando si considerano corpi solidi per i quali non si può parlare di smorzamento viscoso in senso stretto. La sua espressione è data dalla combinazione lineare della matrice di massa e di rigidità, formula (10):

$$\mathbf{D} = \alpha \cdot \mathbf{M} + \beta \cdot \mathbf{K} \quad (20)$$

in cui α e β sono funzioni dello smorzamento strutturale e della frequenza.

Il principio di conservazione del momento della quantità di moto è, come detto rappresentato dalla (11):

$$m \cdot \ddot{\mathbf{X}}_B + \mathbf{H}_1(\Omega) + \mathbf{H}_2(\Omega, \dot{\Omega}) \cdot \mathbf{X}_B = \mathbf{f}_B^a + \mathbf{f}_B^s + \mathbf{p}_B \quad (21)$$

Le equazioni risolte da EXCITE danno come risultati gli *output* vibrazionali dei singoli corpi elastici e le caratteristiche del moto globale di tutto il sistema. La soluzione delle equazioni del moto è subordinata ai dati di *input*, vale a dire alle forzanti esterne e a tutte le condizioni di vincolo necessarie alla caratterizzazione del modello.

La soluzione delle equazioni del moto avviene tramite iterazioni successive. Le equazioni del moto, però, sono scritte in forma di differenze finite e non con differenziali. Queste sono le equazioni che esprimono i principi della fisica in forma completa ma, per essere risolte dal punto di vista numerico, necessitano di un'approssimazione mediante le differenze finite. Le equazioni del moto vengono risolte con il metodo di integrazione di *Newmark*. Tale metodo consiste nel calcolare, i termini $\mathbf{q}(t+\Delta t)$, spostamenti generalizzati, tramite la verifica dell'equilibrio dinamico al tempo $t+\Delta t$, a partire dalle condizioni iniziali di spostamento, di velocità e di accelerazione.

La (19), diviene:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}}(t + \Delta t) + \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{q}}(t + \Delta t) + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q}(t + \Delta t) = \mathbf{R}(t + \Delta t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) \quad (22)$$

Mediante opportune integrazioni e sostituzioni, calcolati gli spostamenti generalizzati, il codice calcola le velocità e le accelerazioni generalizzate.

Lo schema di soluzione delle equazioni del moto, visto per la (9), è utilizzato anche per la soluzione delle (20) e (21).

Prima di creare il modello FEM, è necessario conoscere quali modi saranno eccitati dalle forzanti. Per esempio, se l'analisi di *Fourier*, applicata ai carichi esterni, mostra che essi coprono un certo *range* di frequenze, fino ad una certa ω_u , la *mesh* del modello dovrebbe essere capace di rispondere fino ad una

frequenza pari a $\omega_{co}=4\omega_u$. Non è necessario che il modello FEM sia in grado di rispondere a frequenze più alte, in quanto il loro contributo alla risposta dinamica può considerarsi trascurabile.

Dunque, nella procedura di modellazione è opportuno:

- determinare delle frequenze dei carichi applicati
- scegliere una *mesh* in grado di rispondere fino ad una frequenza approssimativamente pari a ω_{co}
- scegliere un intervallo di integrazione $\Delta t=T_{co}/20$, dove $T_{co}=2\pi/\omega_{co}$

Si è detto, quindi, che i componenti del motore rappresentati da corpi elastici (albero) devono essere caratterizzati da opportune matrici contenenti tutte le informazioni geometriche e fisiche (masse, rigidzze); si è visto, inoltre, che per l'ottenimento di tali informazioni, a partire dai modelli FEM dei singoli componenti, questi ultimi devono essere sottoposti ad un'operazione di riduzione statica e dinamica, detta “condensazione”.

Il modello condensato, risultato di tale operazione, ha, rispetto al modello di partenza, un numero molto minore di gradi di libertà, ma (ha, al tempo stesso) una risposta dinamica in pratica uguale a quella del modello completo, nel campo di frequenze di interesse.

La riduzione dinamica è un approccio usato per giungere ad un modello con un numero minore di gradi di libertà. L'obiettivo è quello di ridurre i tempi di

calcolo, lavorando con matrici caratteristiche di dimensioni minori rispetto a quelle di partenza, mantenendo però le peculiarità dinamiche del sistema.

CAPITOLO II

ANALISI MODALE – FEM: SVILUPPO DI MODELLI DI CALCOLO

2.1 ANALISI DI UN CRANKSHAFT

E' stata condotta un'analisi modale di un *crankshaft* completo, per motori a combustione, costituito da: albero a gomiti, puleggia, *damper*, mozzo, flangia, corona dentata, ruota fonica, volano, meccanismo frizione.(viene spiegato successivamente: decidere dove metterlo)

L'analisi modale ha previsto i seguenti *step*:

- modellazione FE *crankshaft* completo
- taratura *damper ring*
- analisi modale, con determinazione delle prime due frequenze torsionali del *crankshaft*.

L'analisi modale è stato il primo *step* di calcolo a cui è seguita un'analisi *multibody* che sarà illustrata nei prossimi capitoli.

2.1.1 MODELLO FEM DI UN CRANKSHAFT

E' stato considerato il modello FEM (Fig. 1) di un *cranshaft* completo, costituito dai seguenti elementi: albero a gomiti, puleggia, *damper*, mozzo, flangia, corona dentata, ruota fonica, volano, meccanismo frizione. Il modello presenta 127467 nodi e 374366 elementi.

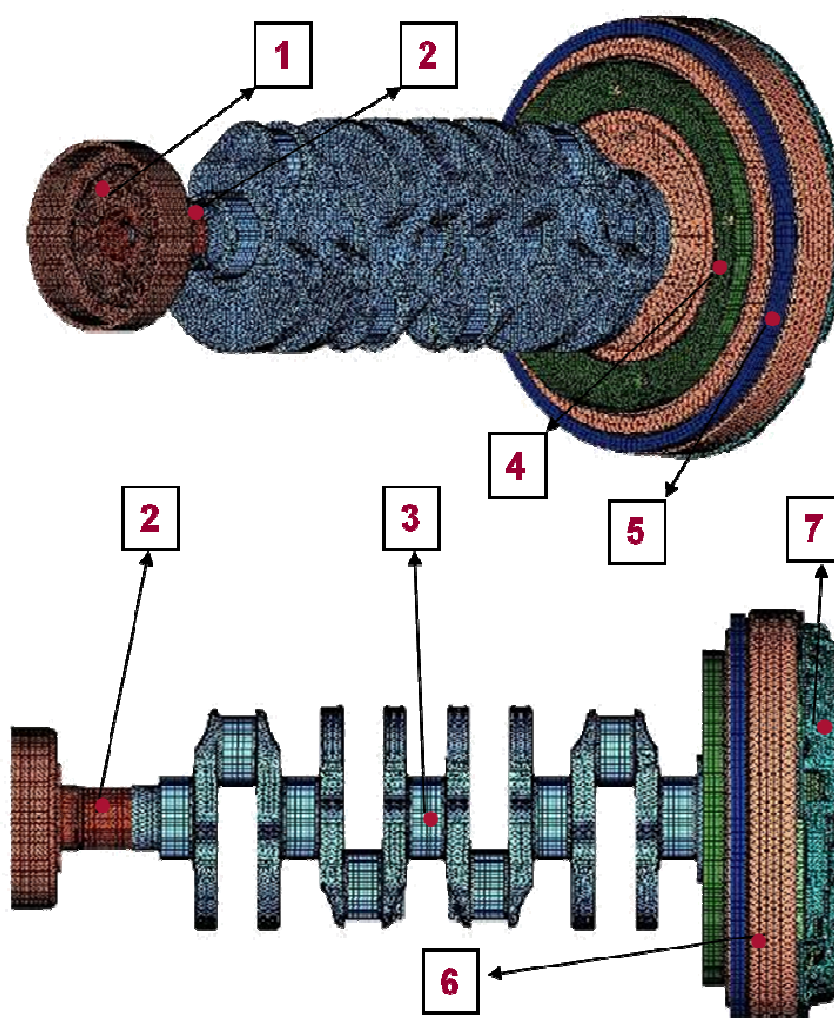


Figura 1 – Modello FEM *crankshaft* (1-Mozzo, 2-Flangia, 3-Albero a gomiti, 4-Ruota fonica, 5-Corona dentata, 6-Volano, 7-Meccanismo frizione)

2.1.2 TARATURA DI UN DAMPER RING

Effettuando l'analisi modale del sistema si rileva una prima frequenza critica torsionale del *crankshaft* a 459 Hz (Fig. 2).

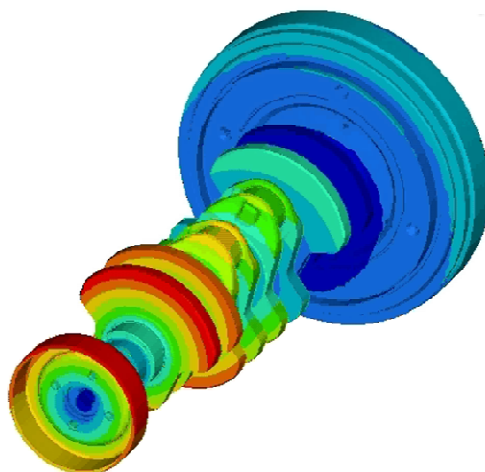


Figura 2 – Deformata modale a 459Hz

Tale frequenza è eccitata dal sesto ordine motore, provocando ampiezze molto elevate delle irregolarità torsionali (Fig. 3)

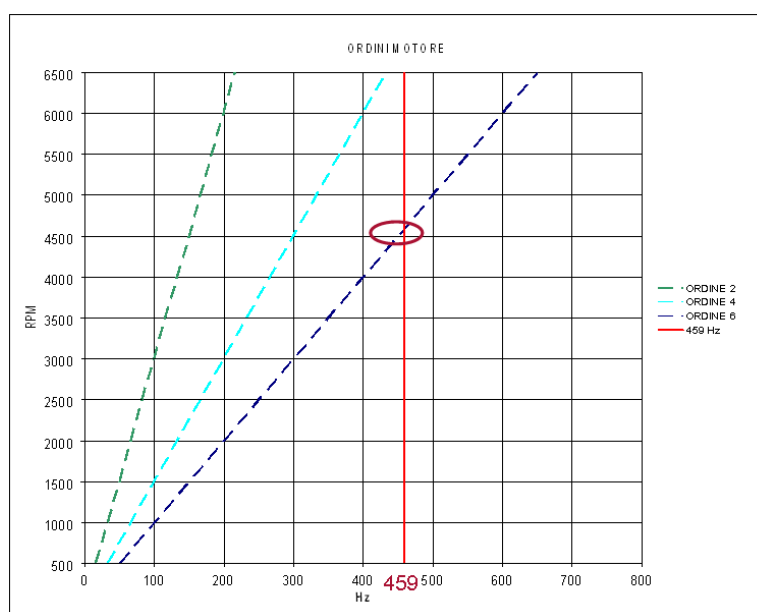


Figura 3 – Eccitazione della frequenza a 459Hz da parte del VI ordine motore

Al fine di attenuare o eliminare le oscillazioni torsionali dell'albero motore si aggiunge una cedevolezza in serie a quella propria del sistema, secondo lo schema degli smorzatori dinamici. La frequenza torsionale propria originaria si scinde in 2 frequenze, rispettivamente minore e maggiore di quella originaria, alle quali corrispondono delle ampiezze di oscillazione inferiore (Fig. 4).

La tecnica progettuale ha individuato nella puleggia l'organo ideale in cui alloggiare questa cedevolezza. Il modello è quello dello smorzatore torsionale dinamico, molla-massa aggiuntive.

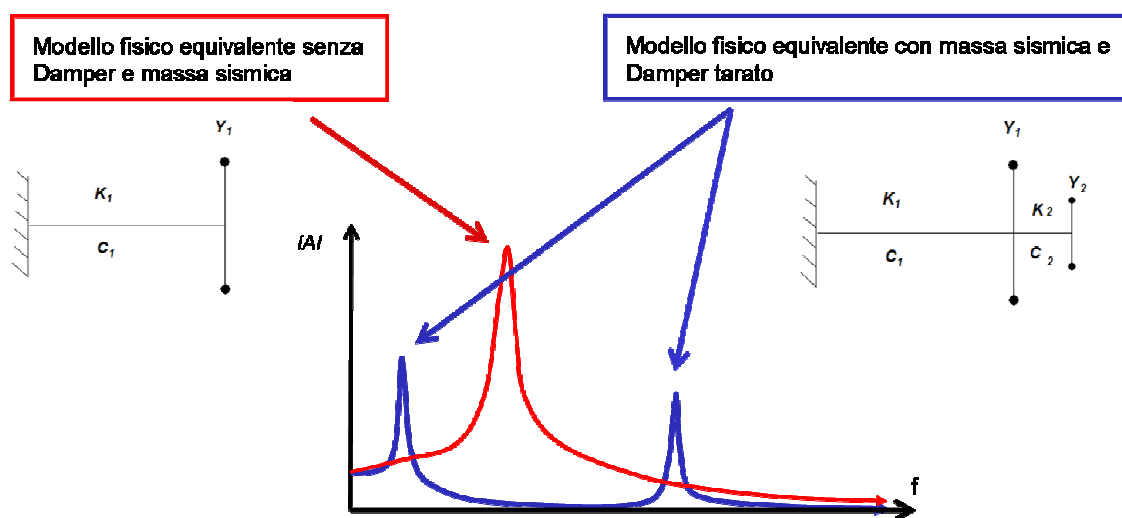


Figura 4 – Taratura del damper

Il primo modo torsionale del sistema massa sismica-*damper ring* vincolato si presenta alla frequenza di 209 Hz (Fig. 5).

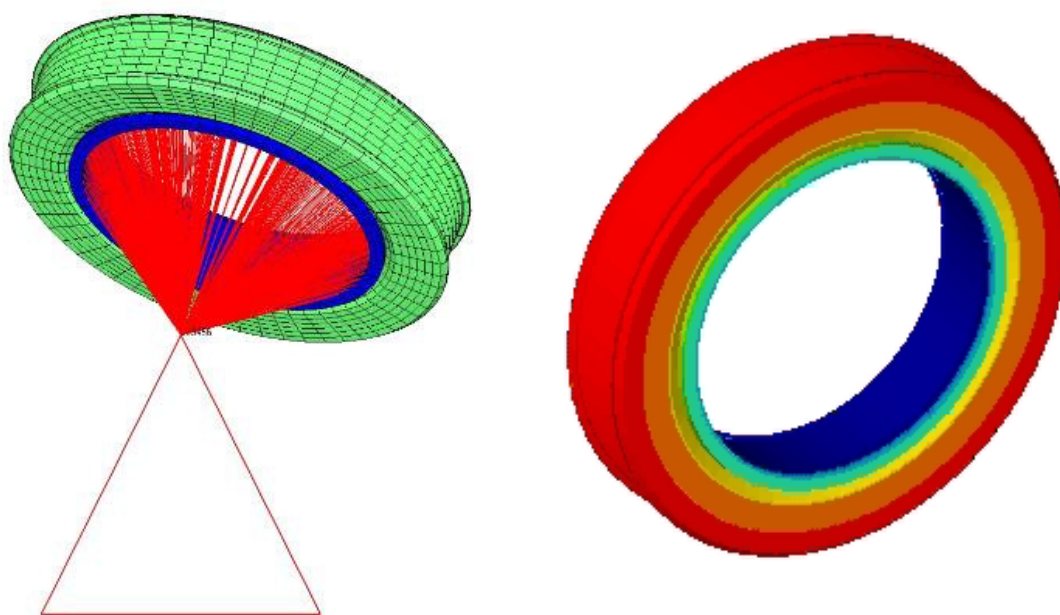


Figura 5 – Sistema massa sismica-*damper* vincolato, I frequenza torsionale 209 Hz.

Mediante la relazione:

$$E' = E_{try} / (f_x / f_y)^2 \quad (1)$$

si ricava il modulo di Young della gomma tarata: $E' = 1.143 \times 10^7 \text{ N/m}^2$.

Dove f_y è la torsionale dell'albero motore senza *damper*, cioè 459 Hz, mentre f_x è la frequenza che si ottiene inserendo come valore E' , cioè 209 Hz.

La successiva verifica fornisce un primo modo torsionale per la puleggia vincolata ad una frequenza pari a 459 Hz.

Successivamente si sono aggiunti al *crankshaft* la massa sismica e il *damper* accordato (Fig. 6).

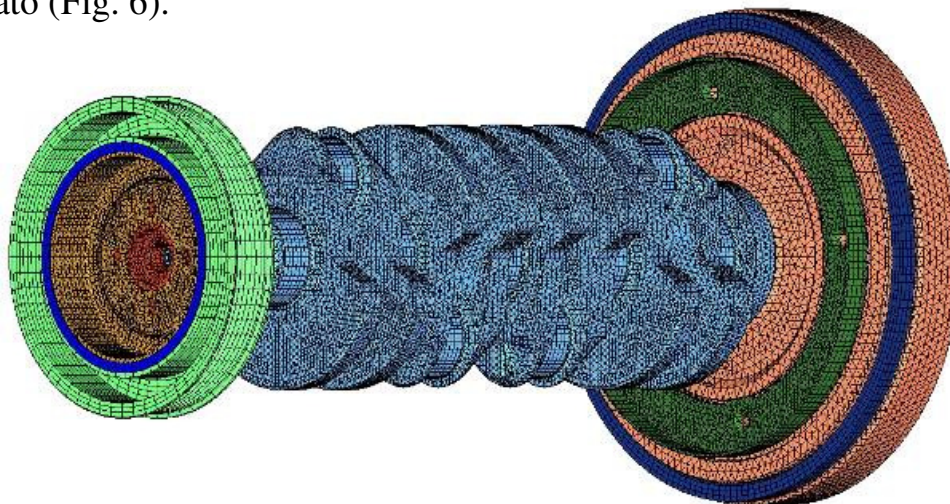


Figura 6 – Albero con aggiunta di massa sismica e *damper* accordato.

2.1.3 ANALISI MODALE DI UN CRANKSHAFT COMPLETO

Il modello completo, a cui si è aggiunto il *damper ring* accordato e la massa sismica, presenta, al posto del primo modo torsionale, precedentemente evidenziato, due modi torsionali rispettivamente a 305Hz (Fig.7) e 545Hz (Fig.8):

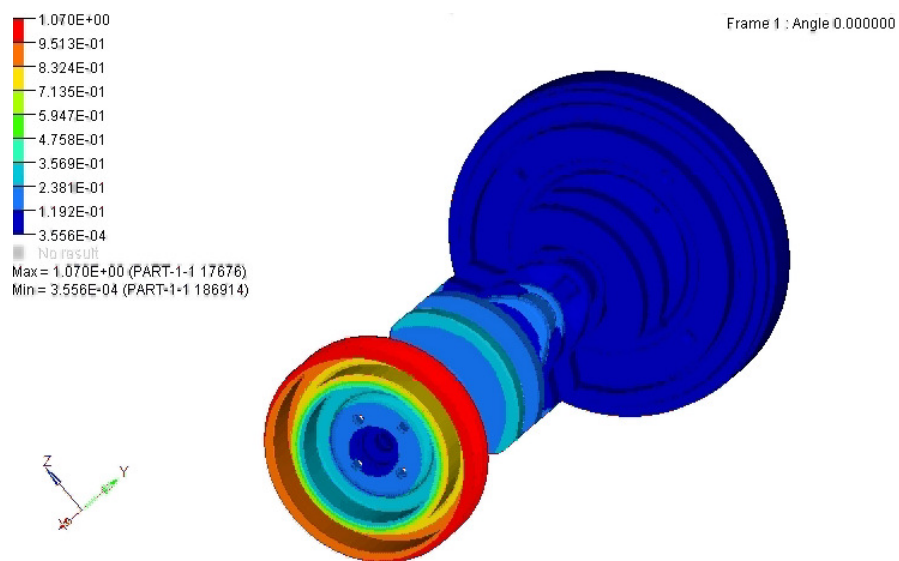


Figura 7 – I modo torsionale 305Hz.

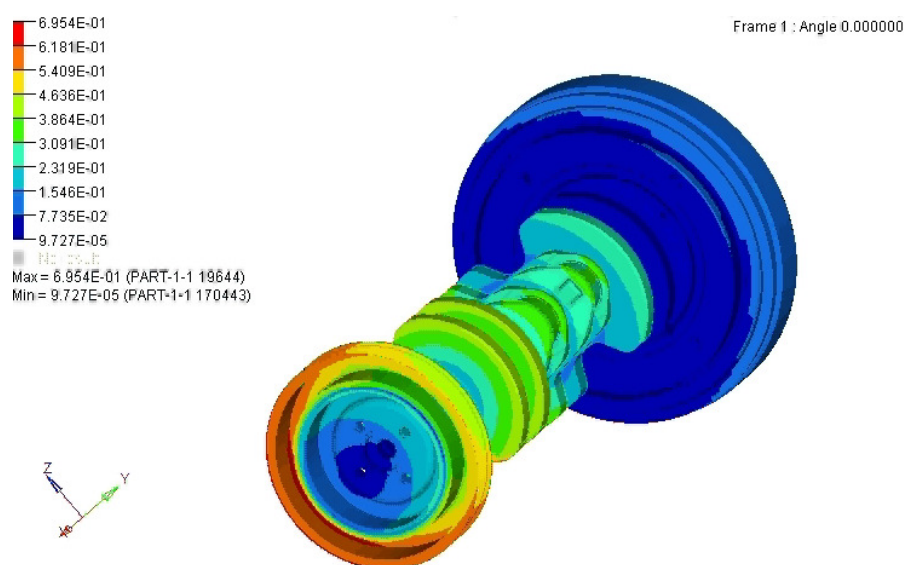


Figura 8– II modo torsionale 545Hz.

2.2 CONFRONTO FRA COLLETTORI DI SCARICO

Al fine di analizzare il comportamento vibrazionale di una soluzione alleggerita di un collettore di scarico, denominato collettore 2 (Fig. 9), è stato effettuato il confronto, sotto il profilo modale, di due linee di scarico per motopropulsore, montanti rispettivamente un collettore di confronto, denominato collettore1, e il collettore2 (nuova soluzione alleggerita).

Il confronto ha previsto i seguenti *step*:

- modellazione FE della linea di scarico con collettore 2
- analisi modale, con determinazione delle prime 3 frequenze naturali della linea scarico
- determinazione degli spostamenti e delle energie di deformazione relative alle linee di scarico con i due collettori
- comparazione modale delle 2 soluzioni

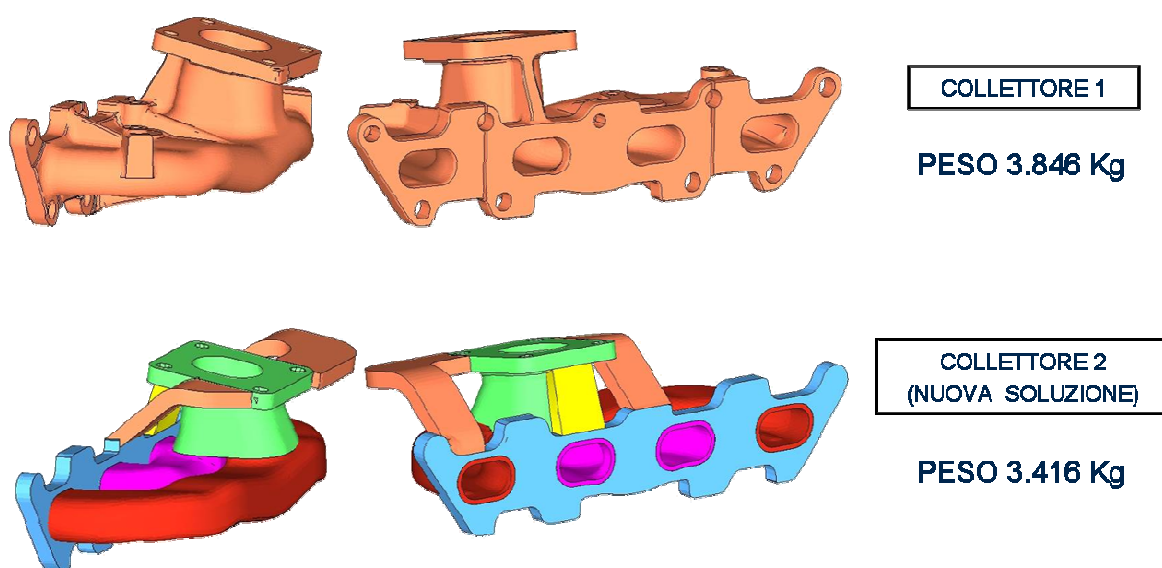


Figura 9 – Confronto fra le geometrie dei due collettori.

2.2.1 MODELLO FEM: LINEA DI SCARICO CON COLLETTORE 2

Per procedere con l'analisi modale si è discretizzata la linea di scarico del motopropulsore con alcuni componenti aggiuntivi ad essa direttamente connessi (Fig. 10). La *mesh* del sistema è costituita da **258541** nodi e da elementi **595244**.

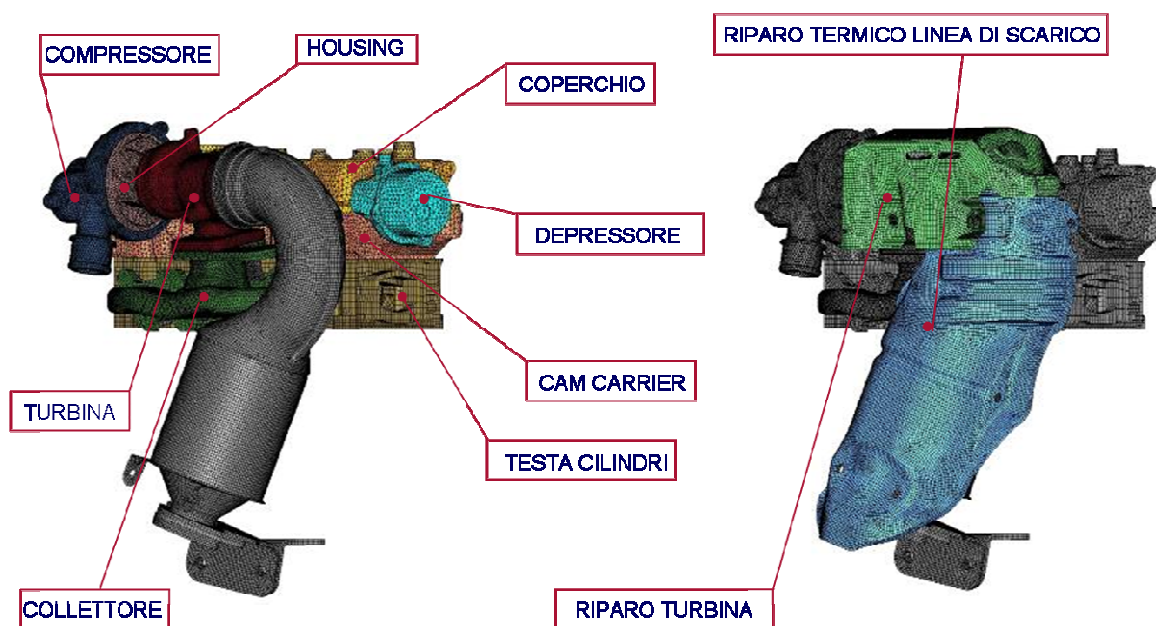


Figura 10 – Modello FEM della linea di scarico.

2.2.2 CONFRONTO MODALE FRA COLLETTORE 1 E COLLETTORE 2

Successivamente, è stata effettuata l'analisi modale vincolata della linea di scarico con collettore 2. I risultati ottenuti sono stati messi a confronto con quelli relativi alla linee di scarico con collettore 1. Il confronto si è limitato ai primi tre modi di vibrare, in quanto questi ultimi costituiscono motivo di interesse per l'analisi in questione (Fig. 11).

	FREQUENZA		MASSA EFFICACE	
	collettore 1	collettore 2	collettore 1	collettore 2
I modo	183 Hz	173 Hz	Mmx	0.842kg
			Mmy	0.735kg
			Mmz	0.169kg
II modo	201 Hz	210 Hz	Mmx	0.798kg
			Mmy	0.210kg
			Mmz	2.092kg
III modo	240 Hz	240 Hz	Mmx	0.007kg
			Mmy	0.486kg
			Mmz	0.010kg

Figura 11 – Confronto modale fra le linee di scarico

La comparazione viene effettuata non solo sotto il profilo delle frequenze, ma anche in base alle masse efficaci. La massa efficace, essendo correlata al fattore di partecipazione, fornisce la misura di quanto un dato modo di vibrare sarà “partecipe” della dinamica del sistema in una determinata direzione.

Confrontando le due soluzioni dal punto di vista NVH, si evince che la soluzione con collettore 2 presenta un peggioramento in frequenza per quel che riguarda il I modo, e una maggiore massa efficace in direzione z . Quest’ultima risulta particolarmente “dannosa” in quanto, andandosi ad aggiungere alle forze di combustione e alle altre forze d’inerzia, può amplificare il livello vibrazionale che si trasmette all’intero veicolo mediante le staffe di supporto.

2.2.3 ENERGIA DI DEFORMAZIONE

Al fine di individuare le zone maggiormente responsabili del comportamento vibrazionale della linea di scarico con collettore 2 si è determinata l'energia di deformazione per tale configurazione in corrispondenza delle frequenze 173, 210, 240 Hz. (Fig. 12, 13, 14).

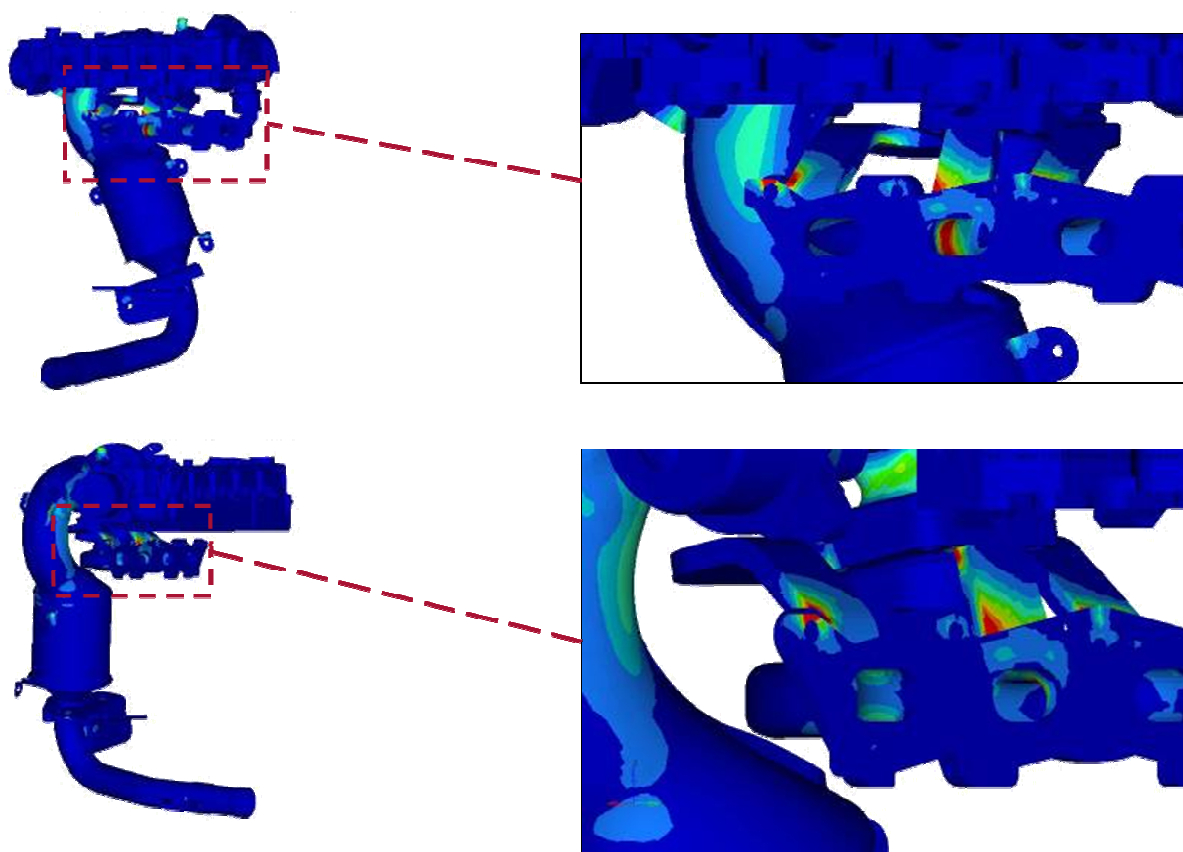


Figura 12 – linea di scarico collettore2, energia di deformazione a 173Hz

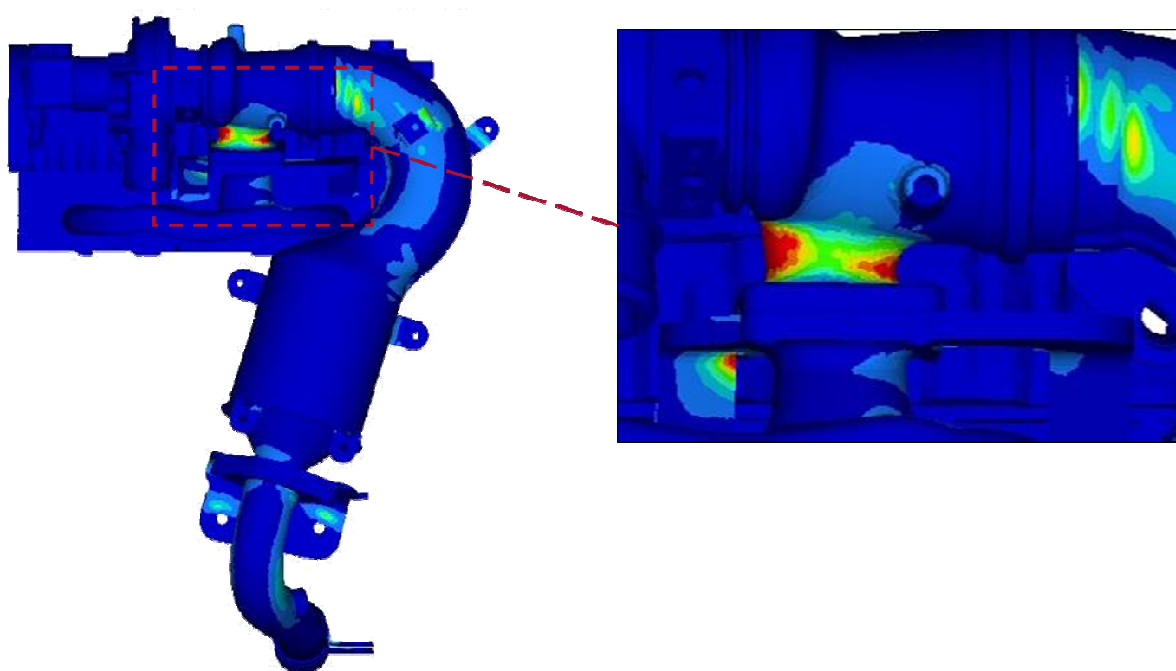


Figura 13 – linea di scarico collettore2, energia di deformazione a 210Hz

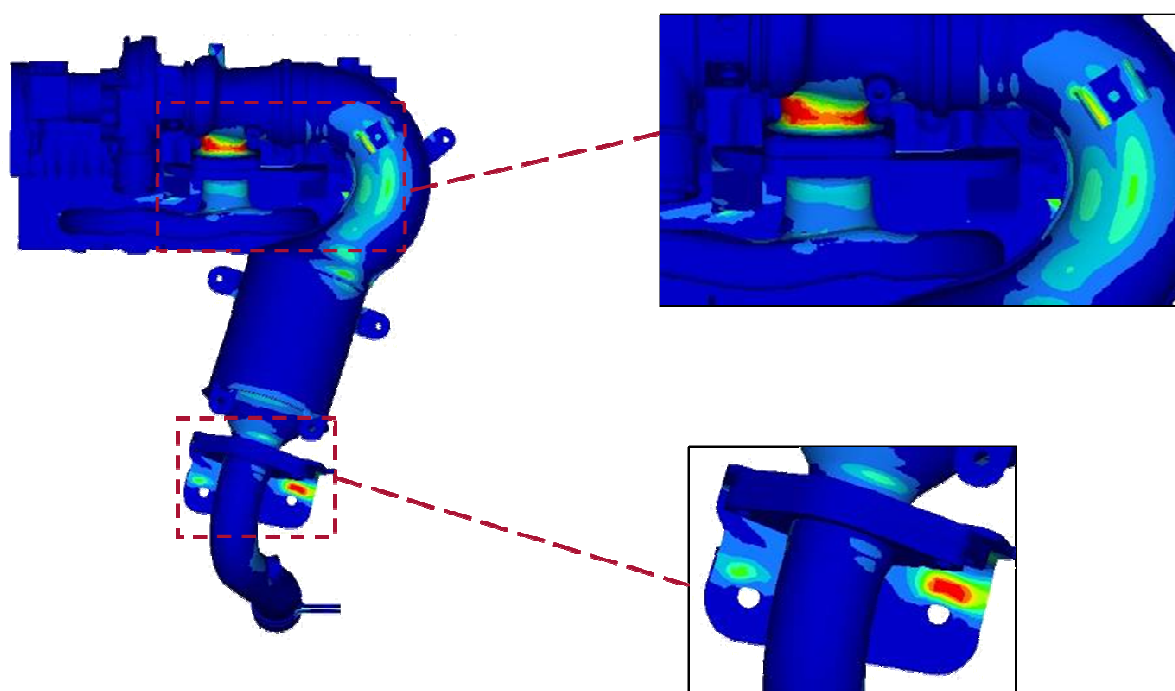


Figura 14 – linea di scarico collettore2, energia di deformazione a 240Hz

Le zone ad una più alta energia deformativa sono localizzate per il I modo di vibrare in corrispondenza di alcuni punti delle staffette del collettore, invece, per il II e III modo di vibrare le zone a più alta energia di deformazione sono situate in corrispondenza della gola del turbocompressore.

2.2.4 CONCLUSIONI

E' stata effettuata una comparazione sotto il profilo modale di due collettori per linea di scarico per motopropulsore di applicazione automobilistica.

La soluzione con collettore 2 risulta essere peggiorativa rispetto alla soluzione con collettore 1, sia dal punto di vista delle frequenze naturali, sia da quello delle masse efficaci, in quanto, per questa soluzione, la quota parte di massa efficace del sistema si va a sommare alle forze d'inerzia e di combustione del motore, comportando un incremento delle vibrazioni trasmesse alla vettura.

Inoltre, il calcolo di energia deformativa ha consentito di evidenziare per il I modo di vibrare un contributo maggiore da parte del collettore n 2, mentre per il II e III modo di vibrare il contributo è localizzato maggiormente nella gola della turbina.

Questo primo step di analisi consente già da subito di individuare alcune importanti *performance* vibrazionali del collettore 2, nuova soluzione, le quali possono essere approfondite con ulteriori analisi di tipo BEM e *multibody*. Ed inoltre, in prima analisi, consente di individuare le zone sulle quali eventualmente agire al fine di ottenere un miglioramento della prestazione del componente in ottica NVH.

2.3 CONFRONTO FRA COPPE OLIO

Al fine di testare le caratteristiche strutturali di una nuova versione di una coppa olio, sono stati analizzati due configurazioni (complete di organi interni ed accessori) di uno stesso motopropulsore di applicazione automobilistica 2 cilindri 4 tempi di sovralimentato, di tipologia SGE (*Small Gasoline Engine*) (Fig. 15)

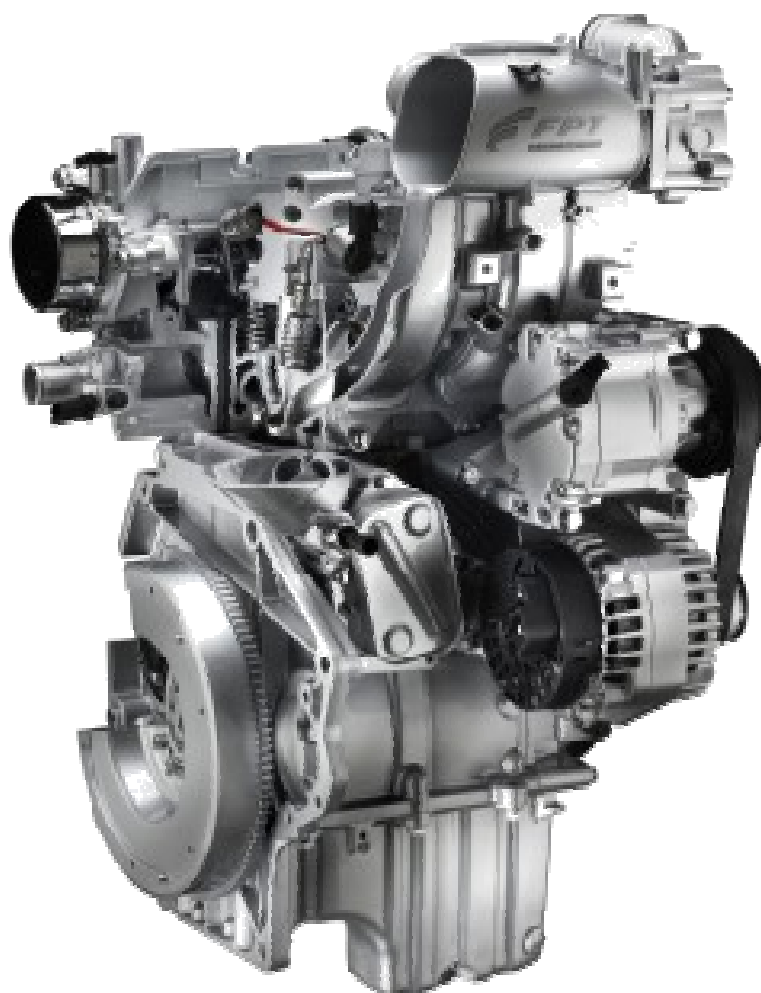


Figura 15 – Motore SGE

Queste due configurazioni differiscono unicamente per il componente coppa olio, in quanto questi motori presentano rispettivamente una coppa olio in versione di confronto, denominata S1, e la nuova versione della coppa olio, denominata S2.

Il confronto modale fra i due motopropulsori, prevede i seguenti *step*:

- modellazione FE motopropulsore completo con organi interni e accessori, con coppa olio S2
- confronto modale in frequenza fra le 2 configurazioni.

Tale analisi, è stata il primo *step* di calcolo a cui è seguita un'analisi acustica BEM, che sarà trattata nei prossimi capitoli.

2.3.1 MODELLO FEM MOTOPROPULSORE

E' stato considerato il modello FEM del motopropulsore completo, con coppa olio S2, comprendente anche gli organi interni e accessori, costituito da **821082** nodi e **2884725** elementi (Fig. 16).

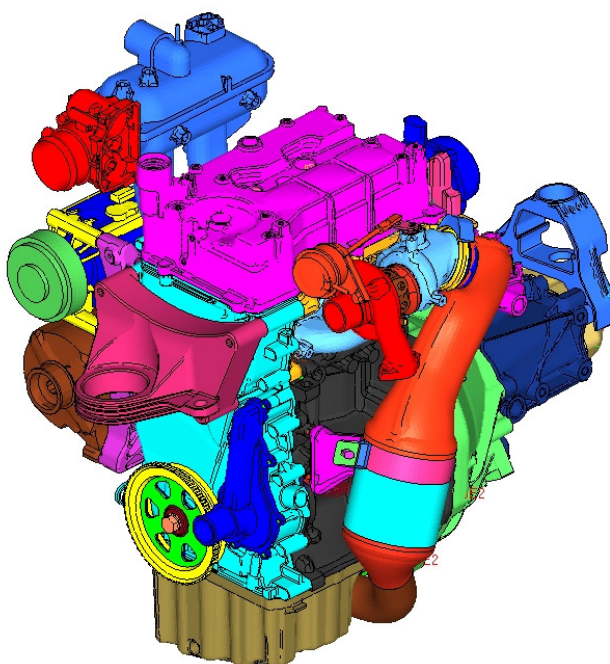
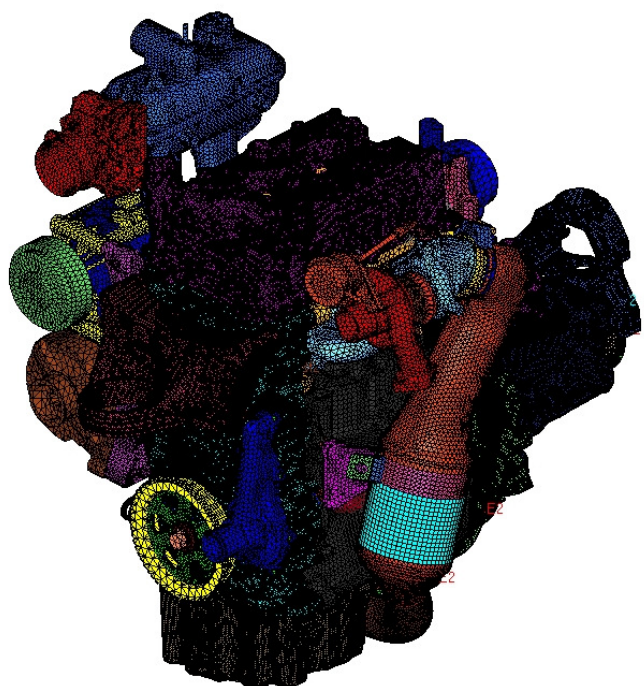


Figura 16 – Modello FEM del motopropulsore completo con coppa olio C2

2.3.2 CONFRONTO FORME MODALI

Sono state confrontate le frequenze e le forme modali relative alla prima flessionale verticale, alla prima flessionale laterale ed alla prima torsionale del motore, rispettivamente con coppa olio S1 (Fig. 17, 18, 19) e con coppa olio S2 (Fig. 20, 21, 22).

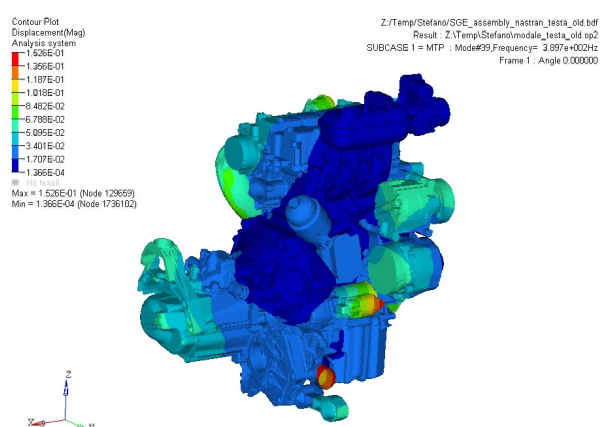


Figura 17 – I flessionale (verticale) 379 Hz motore con coppa olio S1

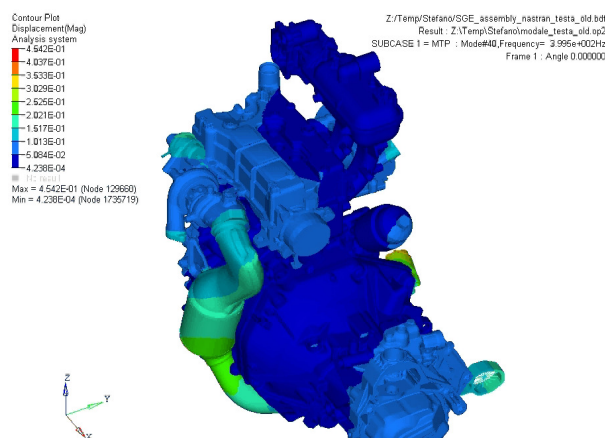


Figura 18 – I flessionale (laterale) 399 Hz motore con coppa olio S1

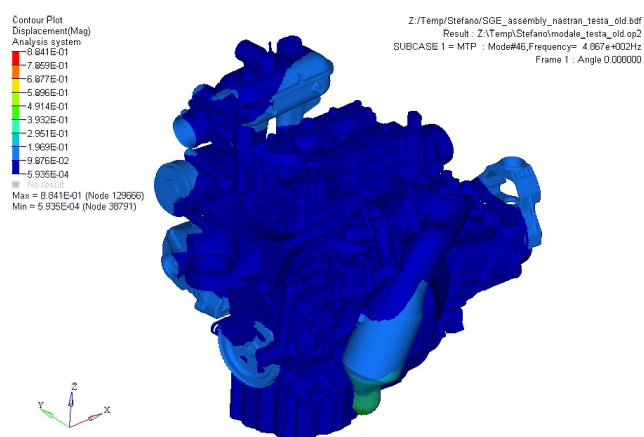


Figura 19 – I torsionale 487 Hz motore con coppa olio S1

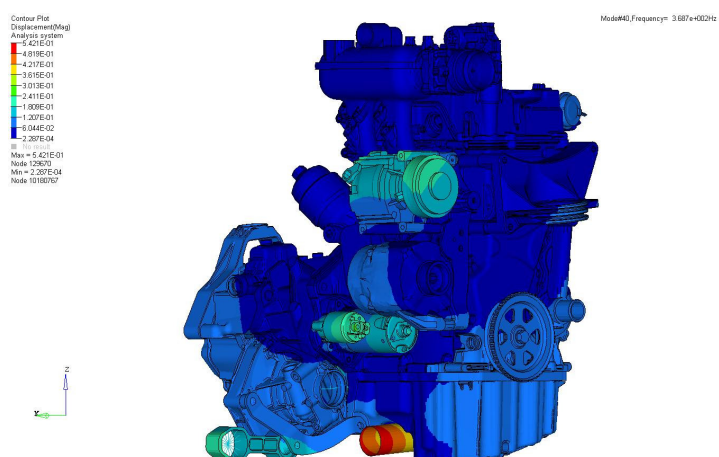


Figura 20 – I flessionale (verticale) 369 Hz motore con coppa olio S2

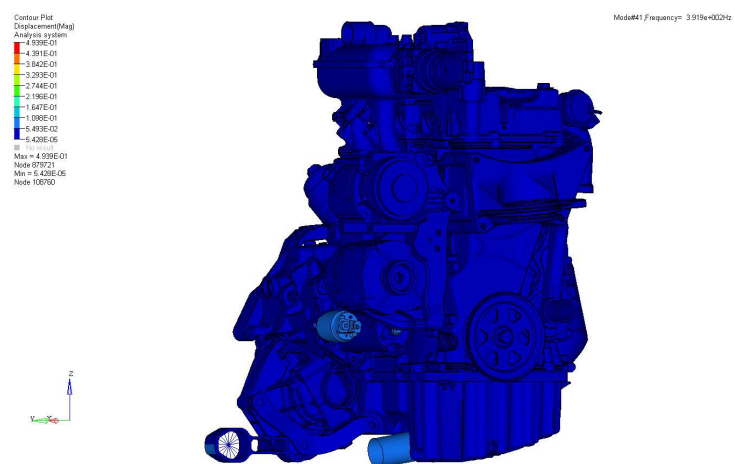


Figura 21 – I flessionale (laterale) 392 Hz motore con coppa olio S2

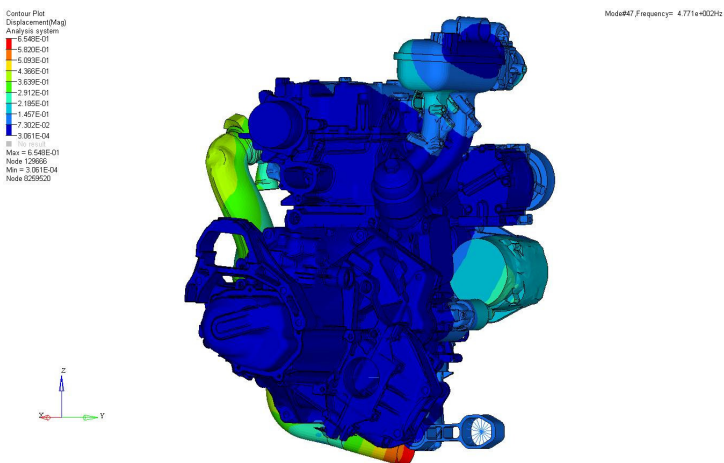


Figura 22 – I torsionale 477 Hz motore con coppa olio S2

Nella tabella(Tab.1) successiva sono riassunti i dati per il confronto in frequenza.

Modello	Coppa olio S1	Coppa olio S2
I Flessionale verticale	379 Hz	369 Hz
I Flessionale laterale	399 Hz	392 Hz
I Torsionale	487 Hz	477 Hz

Tabella1 – dati confronto in frequenza

2.3.3 CONCLUSIONI

E' stata effettuata una comparazione modale fra due configurazioni di un motore termico, completo di organi interni e accessori, che presentano rispettivamente una coppa olio in versione di confronto, denominata S1, e una coppa olio in versione aggiornata, denominata S2.

Dal confronto tra le due configurazioni si evince che l'inserimento della coppa olio S2 comporta un decremento generale delle frequenze. Nello specifico si rileva che il modello con coppa in plastica presenta una prima flessionale verticale, una prima flessionale laterale ed una prima torsionale, diminuite rispettivamente di 21 Hz, 7 Hz e 10 Hz; c'è, quindi, da aspettarsi un peggioramento del comportamento vibrazionale del motore dato dalla presenza della coppa in configurazione S2. In ogni caso, i valori delle frequenze rispettano i *target* NVH. Di seguito, come approfondimento di indagine, sulla coppa olio S2 è stata eseguita un'analisi acustica con la determinazione dell'indice di trasmissibilità acustica. Tale analisi sarà illustrata nel capitolo successivo.

CAPITOLO III

ANALISI ACUSTICA – BEM: SVILUPPO DI MODELLI DI CALCOLO

3.1 ANALISI NUMERICA VIBRO-ACUSTICA PER UN COPERCHIO CATENA

E' stata condotta un'analisi vibro-acustica a carattere numerico-sperimentale sul coperchio catena di un motopropulsore sovralimentato, 4 cilindri 4 tempi di piccola cilindrata diesel, appartenente alla famiglia motori di FPT denominata SDE (*Small Diesel Engine*) (Fig.1). Si è dapprima definito un modello ad elementi finiti (FEM), sul quale è stata effettuata un'analisi vibrazionale, eccitando il coperchio con opportune accelerazioni.

Tali forzanti sono state rilevate sperimentalmente in sala prova, posizionando degli accelerometri nei punti di collegamento tra il coperchio, la testa ed il basamento. Successivamente, è stato definito un modello ad elementi al contorno (BEM) del solo coperchio catena, che ha consentito, a partire dalle vibrazioni prima calcolate, di determinare numericamente la pressione acustica.

I dati vibro-acustici ottenuti dal calcolo sono stati confrontati con quelli rilevati sperimentalmente, ottenendo una buona correlazione. Infine, le informazioni

ottenute hanno consentito l'individuazione delle aree critiche, in termini di emissione acustica, ovvero quelle su cui concentrare opportuni interventi migliorativi

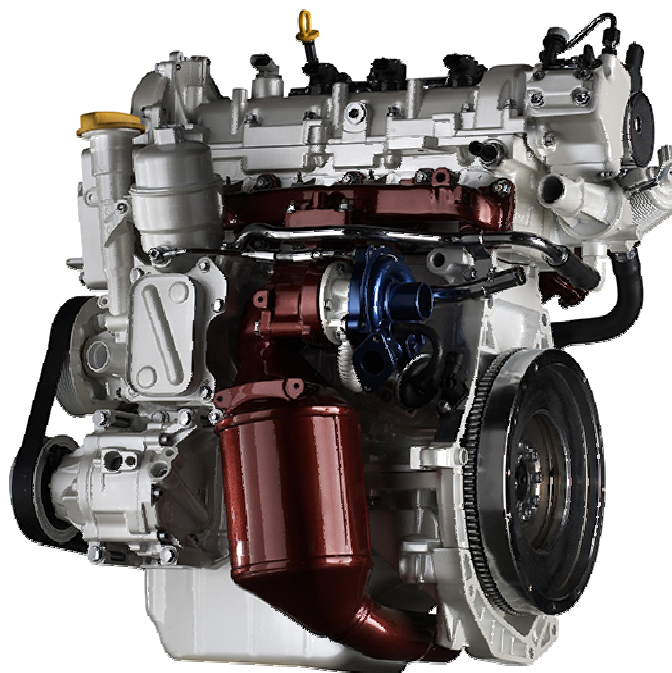


Figura 1 – Motore SDE.

3.1.1 ACQUISIZIONI SPERIMENTALI

Le vibrazioni trasmesse dal motopropulsore sono state acquisite sperimentalmente disponendo 17 accelerometri unidirezionali in corrispondenza dei punti di collegamento del coperchio catena al resto del motore (Fig. 2), e posizionando un accelerometro unidirezionale sulla parte superiore del coperchio (Fig. 3).

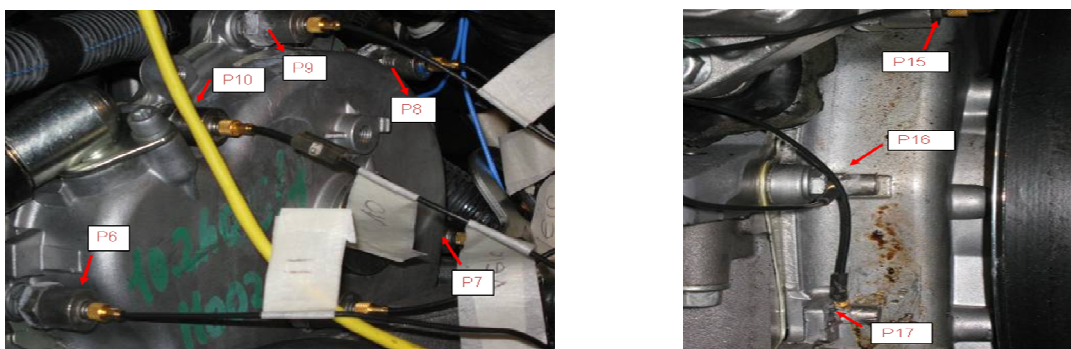


Figura 2 – Accelerometri posizionati in corrispondenza dei perni di collegamento fra coperchio catena ed il resto del motopropulsore.



Figura 3 – Accelerometro disposto sul coperchio catena.

Inoltre, si è disposto un microfono (microfono in campo vicino) in prossimità del coperchio (Fig. 4). Gli accelerometri, posti sui fissaggi, rilevano le forzanti che agiscono sul coperchio, le quali, successivamente, vengono inserite nel codice LMS/VIRTUAL LAB, al fine di ricavare, per il modello di calcolo, la vibrazione in uscita. L'accelerometro, posto sulla superficie del coperchio, rileva la vibrazione di risposta del coperchio; quest'ultima andrà confrontata con la vibrazione ricavata mediante il calcolo. Il microfono, essendo posto in campo vicino, misura la pressione acustica generata dal fenomeno vibrazionale del coperchio.

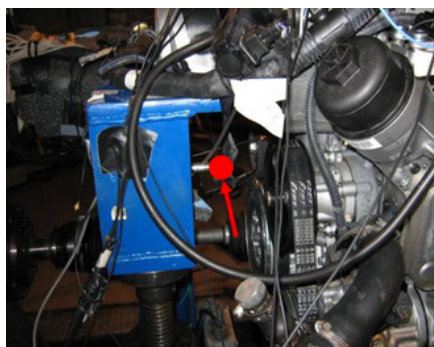


Figura 4 – Microfono disposto in campo vicino.

3.1.2 MODELLAZIONE FEM – BEM

Utilizzando la modellazione FEM-BEM è stata effettuata l'analisi vibro-acustica di un coperchio catena per un motore termico 4 cilindri 4 tempi. Nel modello FEM oltre al coperchio catena sono stati considerati quei determinati componenti che presentano una diretta interazione, in termini vibrazionali, con il coperchio stesso: coperchio punterie, testa, basamento, sottobasamento con cappelli di banco, coppa olio. Il modello FEM (Fig. 5) è costituito da **546155** elementi di volume e **507978** nodi.

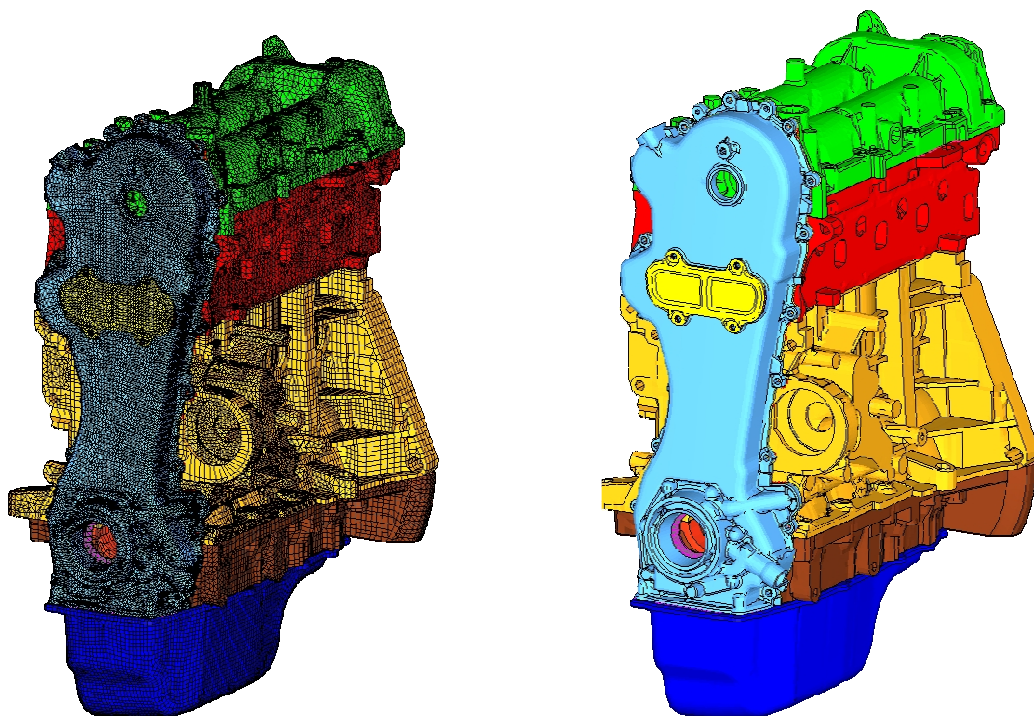


Figura 5 – Modello FEM del motopropulsore.

Del modello FEM è stata eseguita l'analisi modale e, successivamente, disponendo le forzanti ricavate sperimentalmente nei punti di connessione fra il coperchio catena ed il resto del motopropulsore, ne è stata determinata la risposta forzata in frequenza su base modale. I risultati vibrazionali a calcolo sono stati confrontati con i rilievi sperimentali.

Il modello BEM (Fig. 6) ad elementi di contorno rappresenta la superficie del componente, in altre parole la “pelle” esterna del componente stesso. Esso è costituito da **1300** elementi di superficie e **1385** nodi.

Obiettivo dell'analisi è ottenere la risposta acustica unicamente del coperchio catena: a tal proposito è stata presa in considerazione la mesh BEM applicata al solo componente in esame. Del modello BEM è stata determinata la pressione acustica confrontata, poi, con le relative acquisizioni sperimentali.

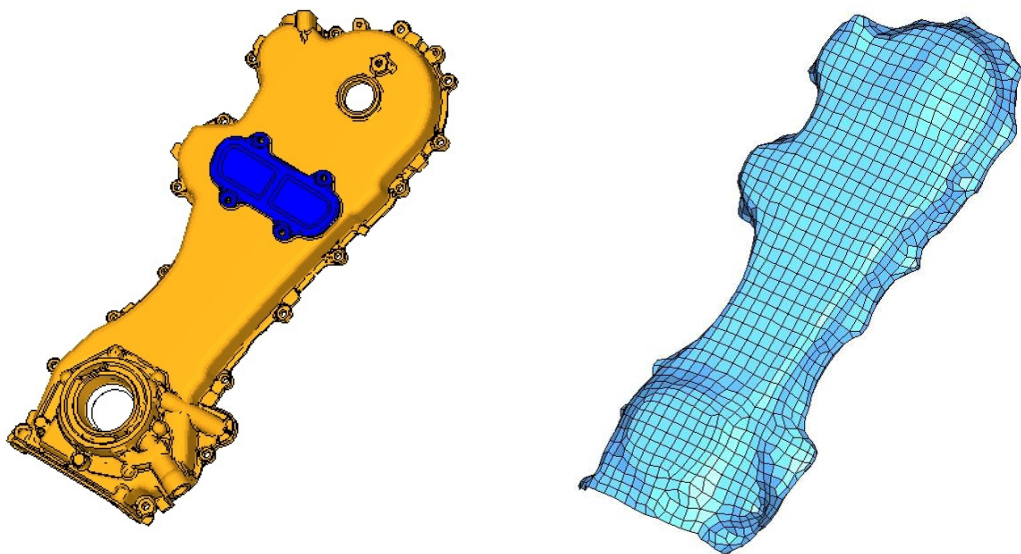


Figura 6 – Modello BEM del coperchio catena.

3.1.3 VALIDAZIONE VIBRO – ACUSTICA

I rilievi sperimentali consentono di ottenere i valori delle azioni eccitanti del modello di calcolo, le quali vanno inserite come accelerazioni nei punti di connessione del coperchio catena con il resto del motopropulsore (Fig. 7).

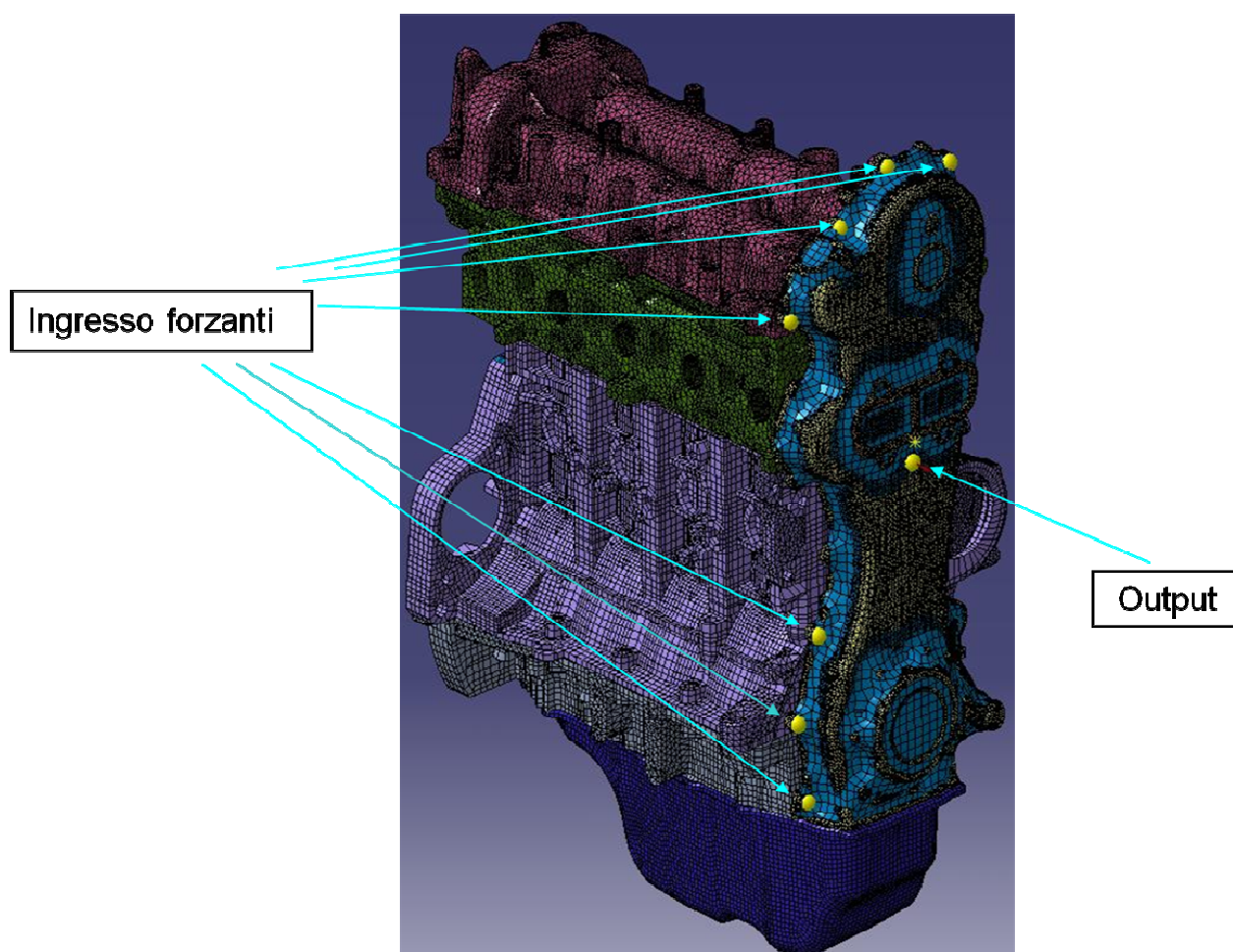


Figura 7 – Modello LMS Vlab per l'analisi vibrazionale.

Nel modello realizzato per l'analisi numerica vibrazionale sono stati inseriti 17 nodi in corrispondenza dei collegamenti fra coperchio e motore, nei quali

vengono applicate le accelerazioni. Si considera, inoltre, conformemente alla posizione scelta per l'accelerometro disposto sul coperchio catena, un nodo che costituisce il punto nel quale viene rilevata la risposta forzata (Fig. 6). Il codice LMS Virtual Lab, mediante il calcolo della risposta forzata su base modale (*Modal Based Forced Responce*), consente di determinare la risposta vibrazionale forzata del modello in banda fine, nell'intervallo di frequenze 1-4000 Hz, essendo questo il campo delle frequenze di interesse. Si può osservare come l'andamento della curva a calcolo è sufficientemente coerente con i risultati sperimentali (Fig. 8).

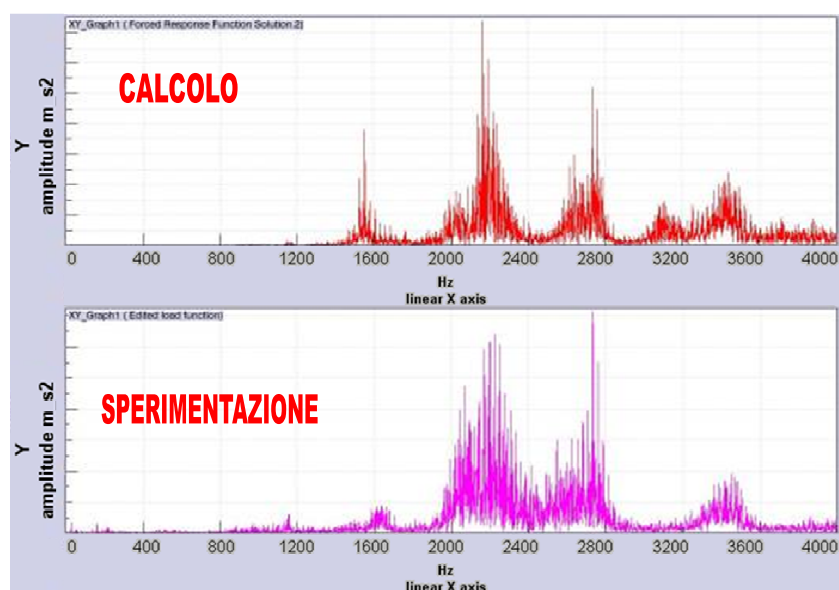


Figura 8 – Confronto numerico-sperimentale in banda fine dell'accelerazione in corrispondenza del punto di rilevazione.

Per l'analisi acustica, il cui svolgimento è stato illustrato nel paragrafo precedente, è stato predisposto, nel modello LMS Vlab, un microfono nella posizione considerata per i rilievi sperimentali (Fig. 9). E' stata ricavata la pressione acustica in banda fine nell'intervallo 1-4000 Hz, poi confrontata con i dati acquisiti sperimentalmente. Tali risultati sono stati comparati con i rilievi sperimentali ottenendo una buona correlazione, compatibilmente con i limiti propri dei modelli di calcolo (Fig. 10).

I risultati relativi alla pressione acustica hanno consentito di individuare le frequenze critiche e di conseguenza i corrispondenti modi critici per i quali è maggiore l'emissione acustica del coperchio catena (Fig. 9).

Note le frequenze critiche ed i modi corrispondenti (Tab. 1), si specificano per ciascun modo le aree del coperchio che presentano una maggior energia di deformazione (Fig. 11).

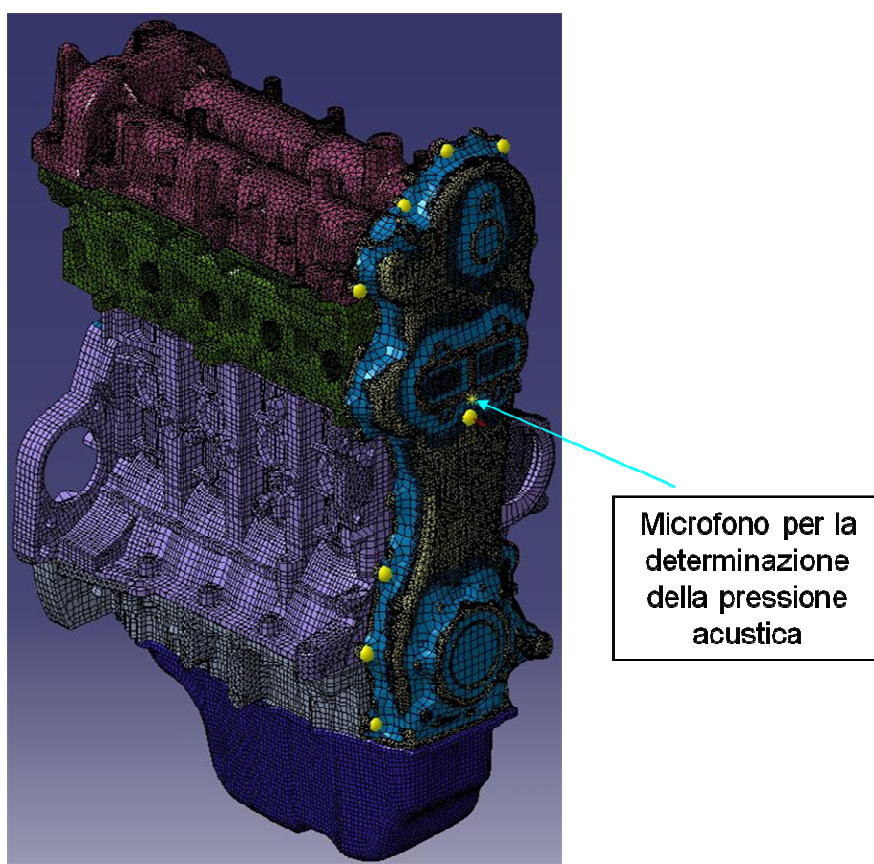


Figura 9 – Modello LMS Vlab per l'analisi acustica.

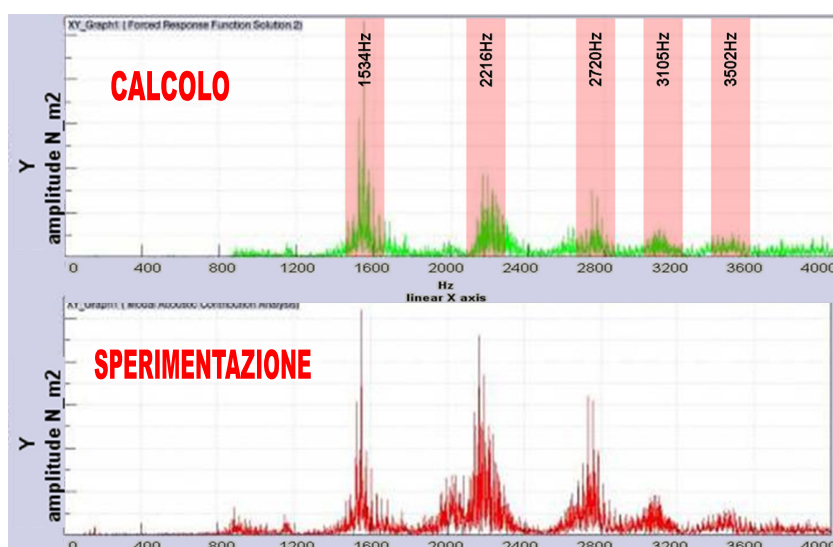


Figura 10 – Confronto numerico-sperimentale in banda fine della pressione acustica.

MODI CRITICI	
MODO 1	1534 Hz
MODO 2	2216 Hz
MODO 3	2720 Hz
MODO 4	3105 Hz
MODO 5	3502 Hz

Tabella 1: Modi critici.

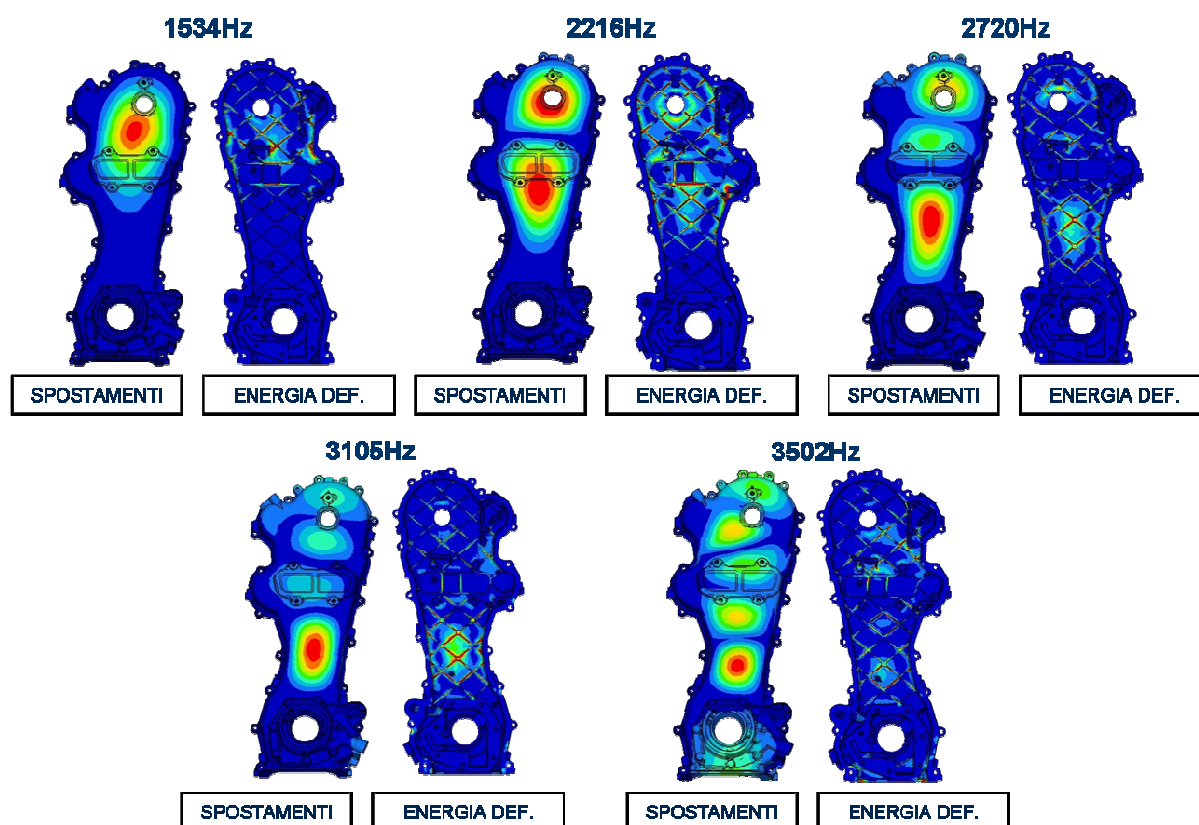


Figura 11 – Spostamenti modali ed Energia di deformazione.

Le informazioni ottenute potranno essere utilizzate in sede progettuale e/o di sviluppo del componente, per ridurre le emissioni acustiche dello stesso.

3.1.4 CONCLUSIONI

Il modello di calcolo presenta una buona correlazione sperimentale. Inoltre, l'analisi condotta ha messo in evidenza, per il coperchio catena in esame, 5 frequenze critiche in ottica emissione acustica. Mediante l'energia di deformazione sono state messe individuate le zone del coperchio catena responsabili delle criticità. Per cui oltre considerare il materiale più opportuno, il calcolo dell'energia di deformazione consente di intervenire opportunamente con delle modifiche geometriche, con aggiunta di nervature e incrementi di spessori, al fine di ridurre l'emissione acustica del componente in esame.

3.2 CALCOLO DELL'INDICE DI TRASMISSIBILITA' ACUSTICA: CONFRONTO FRA COPPE OLIO

Nel precedente capitolo la performance modale di una coppa olio in versione aggiornata, denominata S2, è stata confrontata con quella relativa ad una coppa olio in versione attuale, denominata S1. Nel successivo *step* di indagine si è determinato l'indice di trasmissibilità acustica della coppa olio S2. I risultati sono stati comparati con quelli relativi ad una coppa olio in versione di confronto, S1. Si è considerato dapprima un modello FEM precedentemente validato a cui si è aggiunta la coppa S2, successivamente è stata eseguita la modellazione BEM della coppa in questione e ne è stato determinato dell'indice di trasmissibilità acustica.

Tale indice ha permesso di individuare le frequenze in corrispondenza delle quali si manifestano le criticità acustiche. In modo analogo a quanto già illustrato in precedenza, note le frequenze critiche e i modi corrispondenti, mediante il calcolo dell'energia di deformazione, si localizzano le aree di intervento in ottica di riduzione dell'emissione acustica.

3.2.1 MODELLO FEM – BEM

Per effettuare l'analisi acustica della coppa olio S2, si considera un modello FEM (Fig. 12) “più snello” rispetto a quello visto nel precedente capitolo, che tiene conto unicamente dei componenti che hanno una certa influenza sul comportamento acustico della coppa olio. In tal modo si rende più veloce il calcolo acustico.

Sono stati discretizzati oltre alla coppa olio (di) nuova versione, anche quei componenti del motore che interagiscono con essa, fra cui: coperchio pompa acqua, coperchio distribuzione, basamento, testa coperchio punterie, depressore e supporto unione cambio. Il modello FEM ha **503728** nodi e **1756956** elementi.

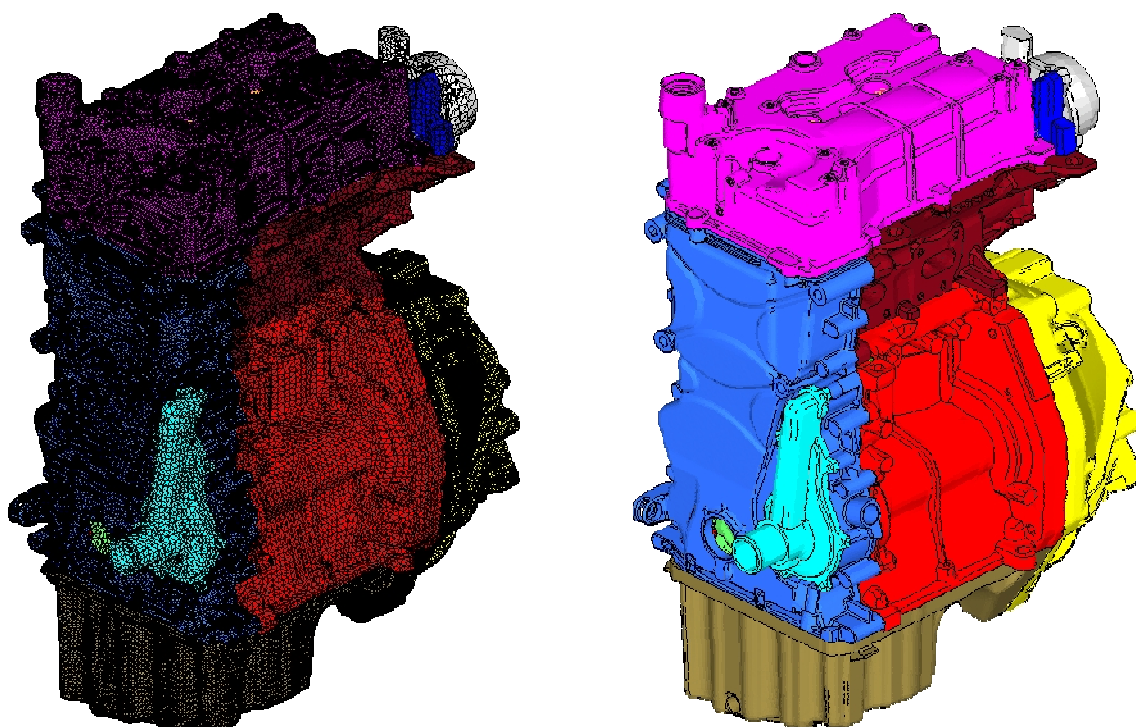


Figura 12 – Modello FEM del motorpulsore.

A valle del calcolo modale, si sono disposte delle forzanti unitarie nei punti di connessione fra la coppa olio S2 e il basamento del motopropulsore, e ne è stata determinata la funzione di risposta in frequenza (FRF).

Dovendosi determinare la risposta acustica della sola coppa olio, si è considerata la *mesh* BEM di quest'unico componente (Fig. 13). Nel caso in esame il modello BEM ha **2339** nodi e **2266** elementi.

Successivamente è stato determinato l'indice di trasmissibilità della coppa olio S2 ed è stato confrontato con quello relativo alla coppa olio in versione di confronto.

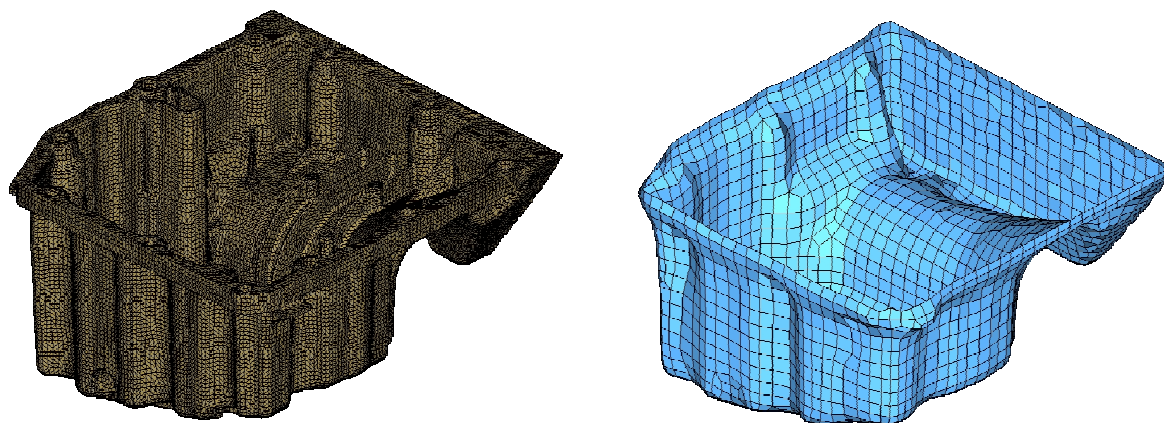


Figura 13 – Modello BEM della coppa olio S2.

3.2.2 ANALISI ACUSTICA

Determinata la FRF , nel modello di calcolo acustico sono stati inseriti 6 nodi in corrispondenza dei perni di collegamento fra coperchio e basamento, ritenuti significativi ai fini della trasmissione delle vibrazioni. In questi nodi sono state applicate le forzanti unitarie (Fig. 14).

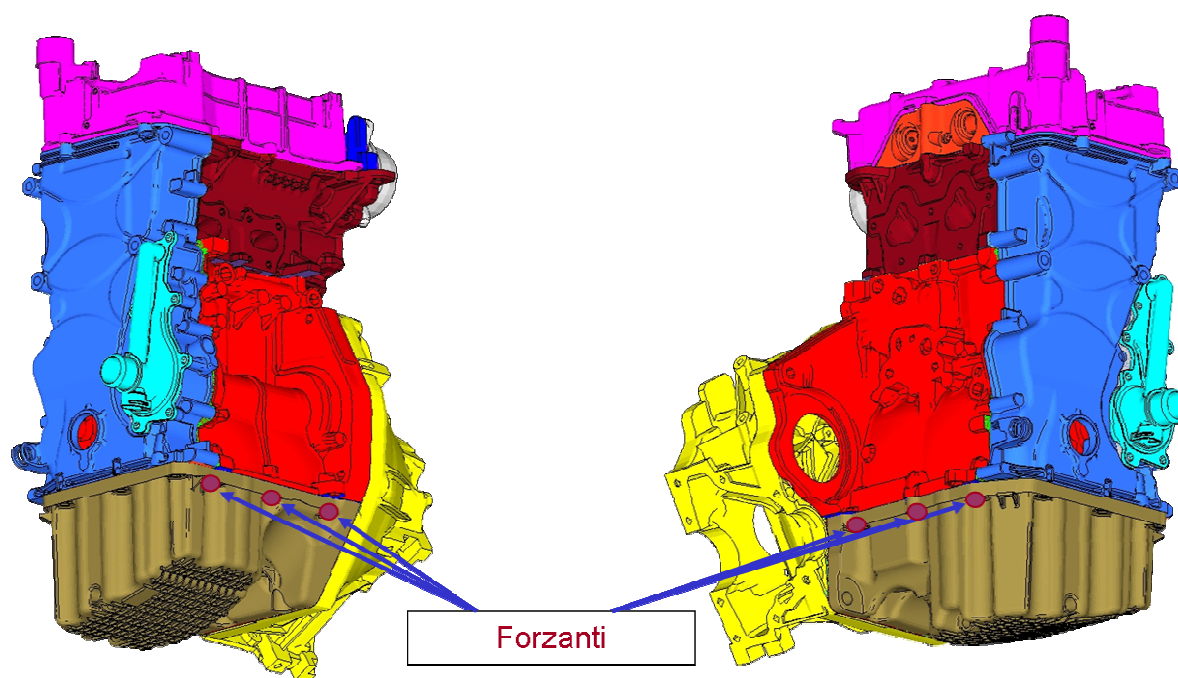


Figura 14 – Forzanti applicate al motopropulsore.

Per la misurazione della potenza acustica e quindi della trasmissibilità si utilizza, come detto in precedenza, la *coarse spherical mesh* (Fig.15).

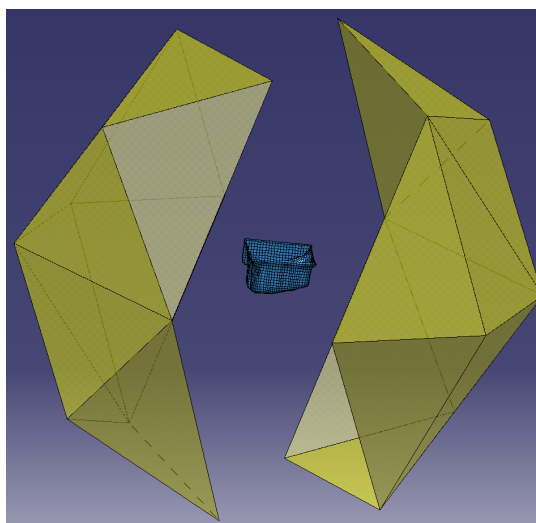


Figura 15 – Coarse spherical mesh.

L'indice di trasmissibilità della coppa nuova versione S2, così determinato, è stato raffrontato con quello relativo alla coppa olio S1 (Fig. 16).

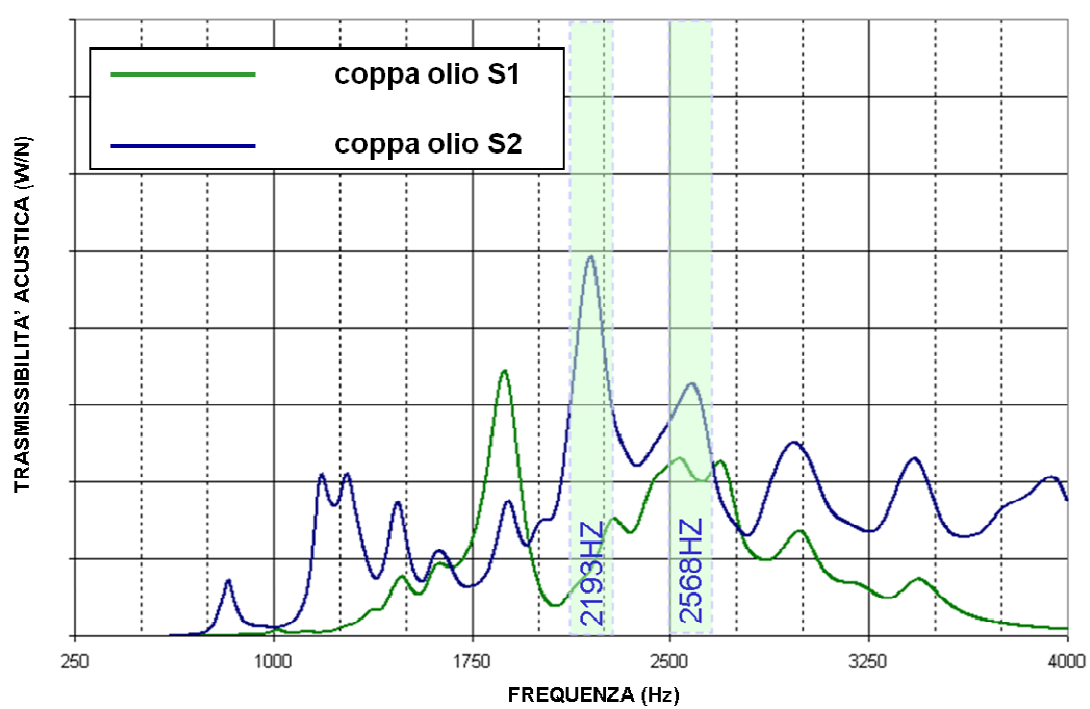


Figura 16 – Indice di trasmissibilità acustica.

Confrontando gli indici di trasmissibilità acustica relativi alle coppe olio S1 ed S2, si osserva una maggior emissione acustica, per il componente S2, in corrispondenza delle frequenze 2193Hz e 2568Hz.

Individuate le frequenze critiche e quindi i modi di vibrare critici corrispondenti, mediante l'energia di deformazione (Fig. 17 e 18) si localizzano le zone del componente che influenzano maggiormente l'emissione acustica della coppa.

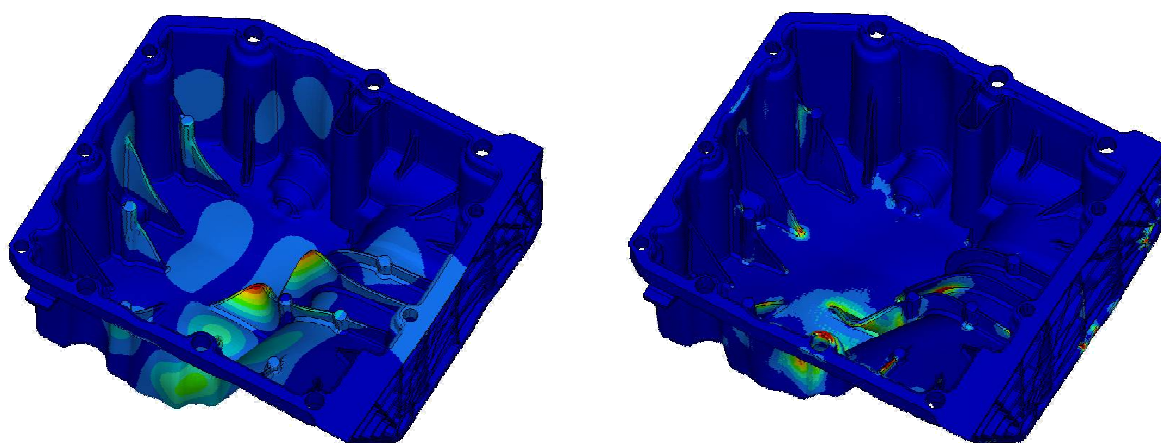


Figura 17 – Deformate modali ed energia di deformazione a 2193Hz.

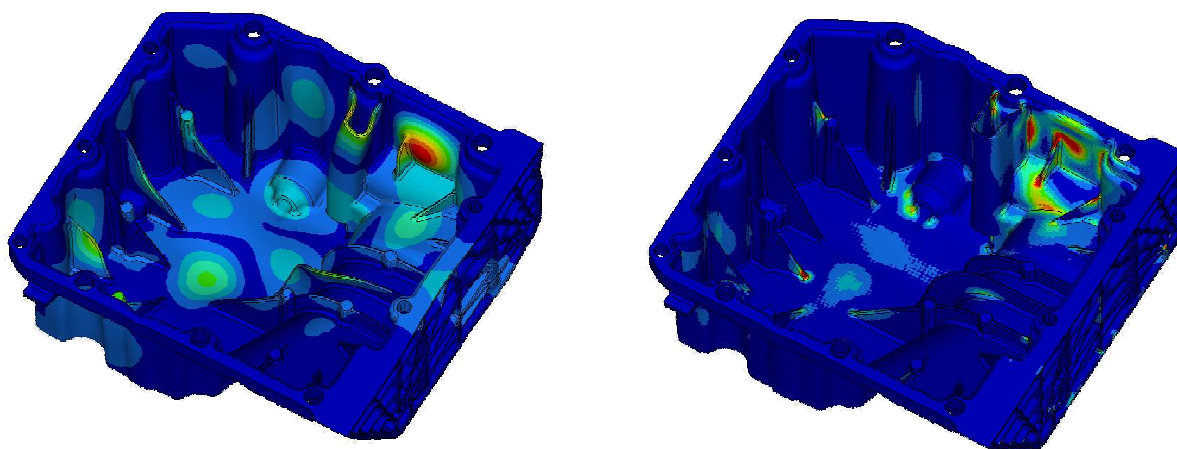


Figura 18 – Deformate modali ed energia di deformazione a 2568Hz.

3.2.3 CONCLUSIONI

Si sono confrontate sulla base dell'indice di trasmissibilità acustica, una coppa olio S2 (nuova versione) con una coppa olio in versione di confronto, S1.

Le osservazioni di profilo modale ricavate nel precedente capitolo, e i risultati dell'analisi acustica, illustrati nei paragrafi precedenti, hanno messo in evidenza come la coppa olio S2 sia una soluzione peggiorativa rispetto alla versione di confronto della coppa, S1.

Per cui, come già visto in precedenza, al fine di migliorare la *performance* vibrazionale ed acustica del componente in esame è necessario procedere con delle modifiche opportune, geometriche e strutturali.

3.3 CALCOLO DELL'INDICE DI TRASMISSIBILITA' ACUSTICA: CONFRONTO FRA COPERCHI PUNTERIE

Utilizzando la metodologia già illustrata precedentemente, si è calcolato l'indice di trasmissibilità acustica di un coperchio punterie nuova versione, denominato T2 (Fig. 22) , per un motore termico automobilistico 4 cilindri 4 tempi, aspirato, di tipologia *Tritec* (Fig. 19). I risultati ottenuti sono stati comparati a quelli corrispondenti ad un coperchio punterie in versione di confronto, denominato T1, e disposto sul medesimo motore (Fig. 21).



Figura 19 – Motore *Tritec*.

Si è considerato dapprima un modello FEM precedentemente validato con, in aggiunta, il coperchio T2. Successivamente è stata eseguita la modellazione BEM della coperchio T2 e ne è stato determinato l'indice di trasmissibilità acustica, il quale ha permesso di individuare le frequenze in corrispondenza delle quali si manifestano le criticità acustiche. Note le frequenze critiche e i modi corrispondenti, mediante il calcolo dell'energia di deformazione, si localizzano le aree di intervento in ottica di riduzione dell'emissione acustica.

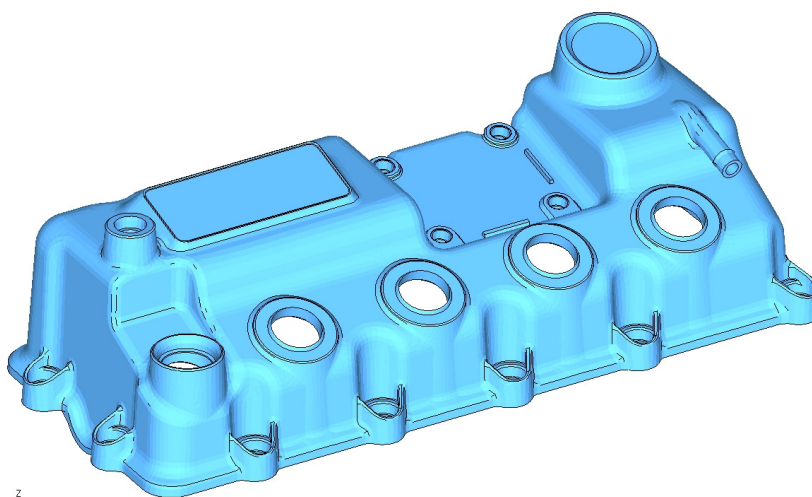


Figura 21 – coperchio punterie versione di confronto.

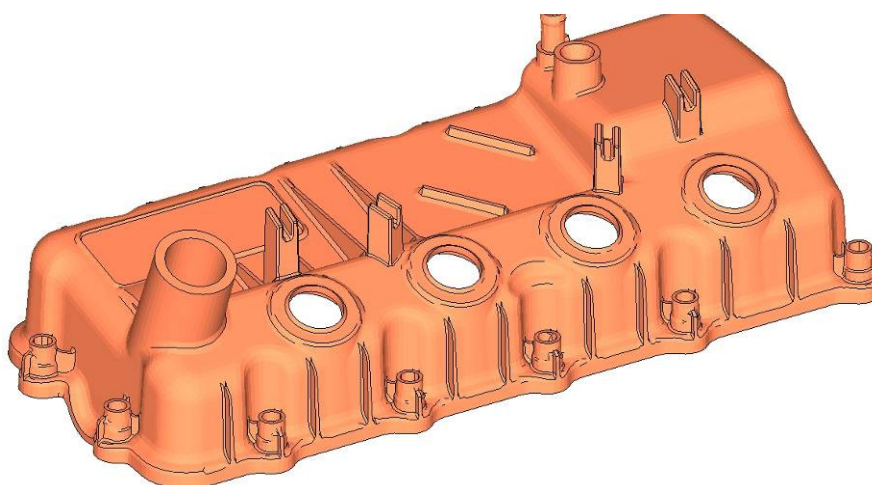


Figura 22 – coperchio punterie nuova versione.

3.3.1 MODELLO FEM – BEM

Il modello FEM (Fig. 23) è costituito oltre che dal coperchio T2, anche da alcuni componenti del motore che influiscono sul comportamento acustico dello stesso. Questi componenti sono: testa motore, basamento, sottobasamento, coppa olio, supporto unione e scatola ruotismi cambio. Il modello FEM presenta **810813** nodi e **1031795** elementi

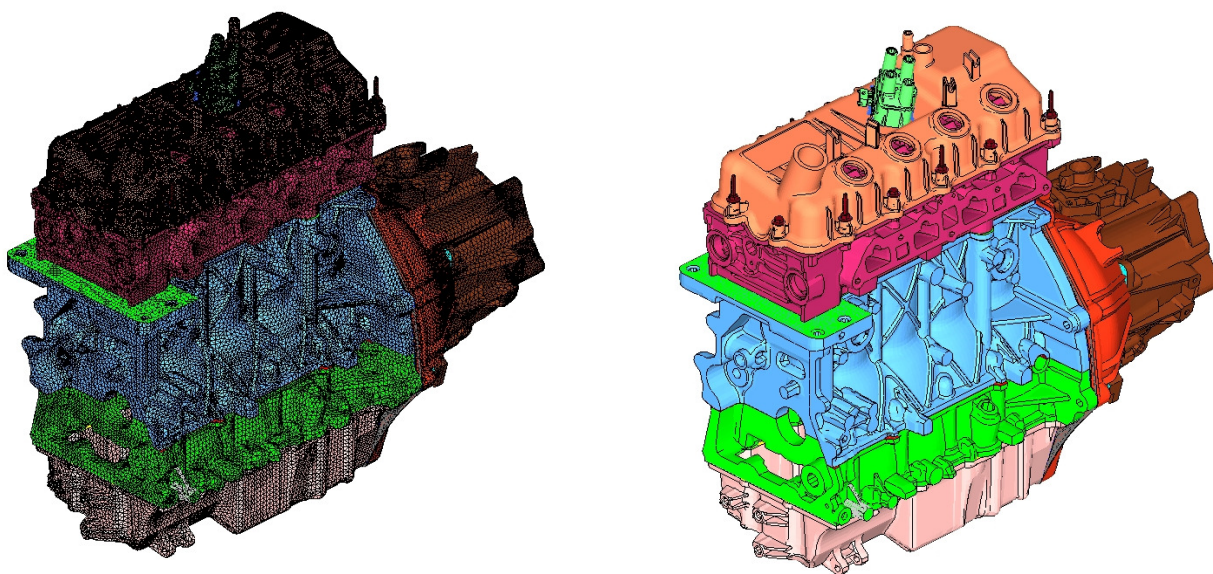


Figura 23 – Modello FEM motopropulsore.

Del modello FEM è stata eseguita l'analisi modale. Successivamente, applicando le forzanti unitarie nei punti di collegamento fra coperchio punterie e testa motore, si è determinata la FRF, cioè funzione di risposta in frequenza.

Il modello BEM (Fig. 24) del coperchio punterie è costituito da 4569 nodi e 4478 elementi. Effettuando il calcolo acustico si è determinata la potenza acustica e quindi l'indice di trasmissibilità acustica del coperchio T2.

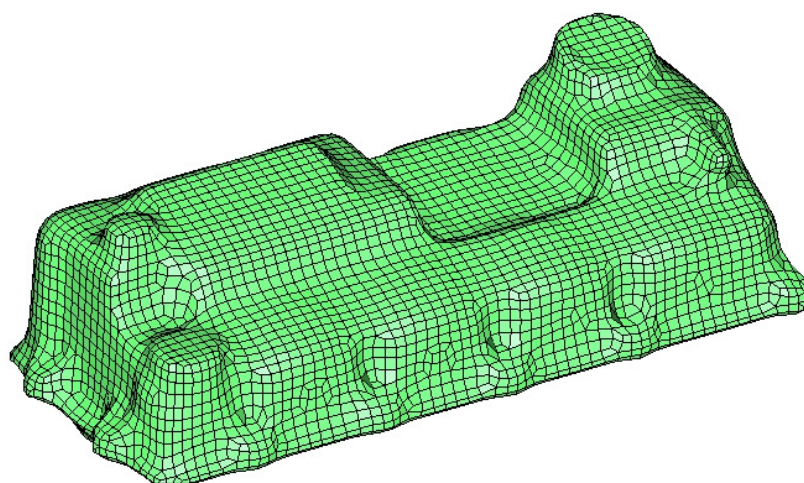


Figura 24 – Modello BEM coperchio nuova versione.

3.3.2 ANALISI ACUSTICA

Inizialmente è stata eseguito il calcolo modale del modello FEM con coperchio T2, illustrato nel precedente paragrafo. Di seguito, nei punti di collegamento fra coperchio e testa motore si sono applicate le forzanti unitarie (Fig. 25) ed è stata calcolata la FRF, cioè la funzione di risposta in frequenza su base modale. Infine, mediante il calcolo acustico (Fig. 26) , è stato determinato l'indice di trasmissibilità acustica del coperchio T2. Dei risultati acquisiti sono stati considerati soltanto quelli relativi ai perni “ingresso 10” ed “ingresso 12” perché ritenuti più critici per l'emissione acustica del coperchio punterie. Tali risultati sono stati messi a confronto con la medesima sequenza di risultati ottenuti precedentemente con il coperchio T1.

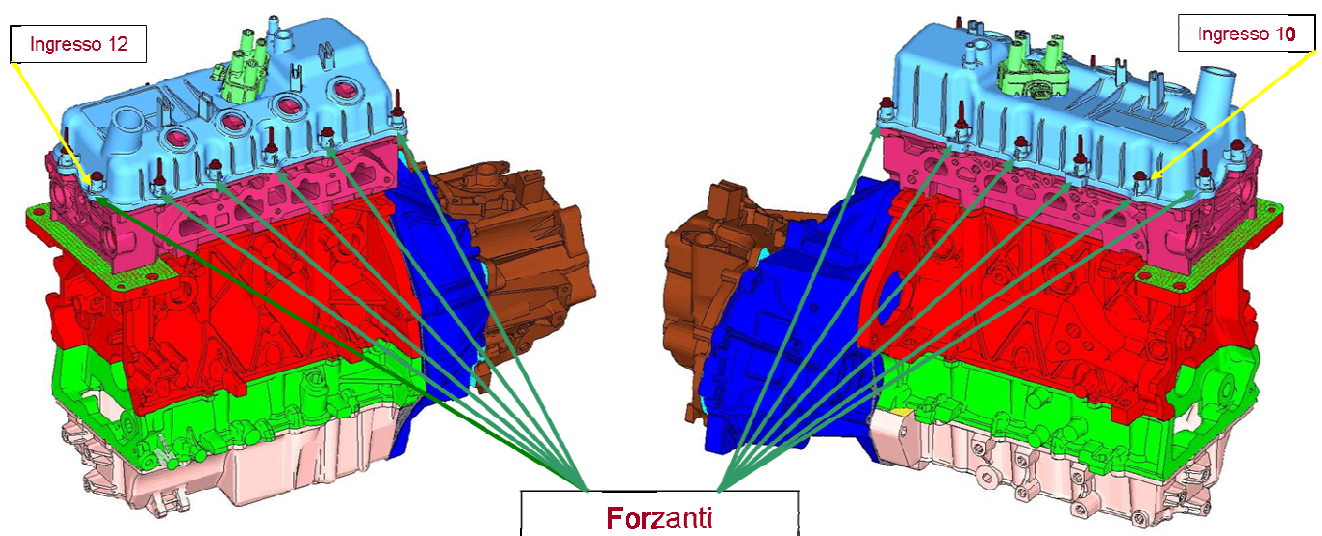


Figura 25 – Forzanti applicate nei perni collegamento coperchio-testa.

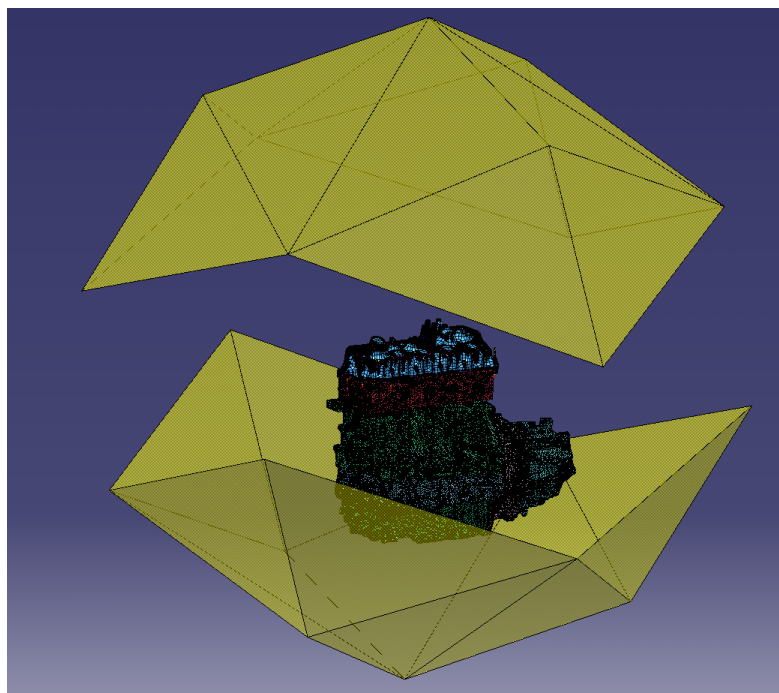


Figura 26 – Coarse spherical mesh.

Sono stati calcolati gli indici di trasmissibilità acustica relativi alle due soluzioni(Fig. 27, 28).

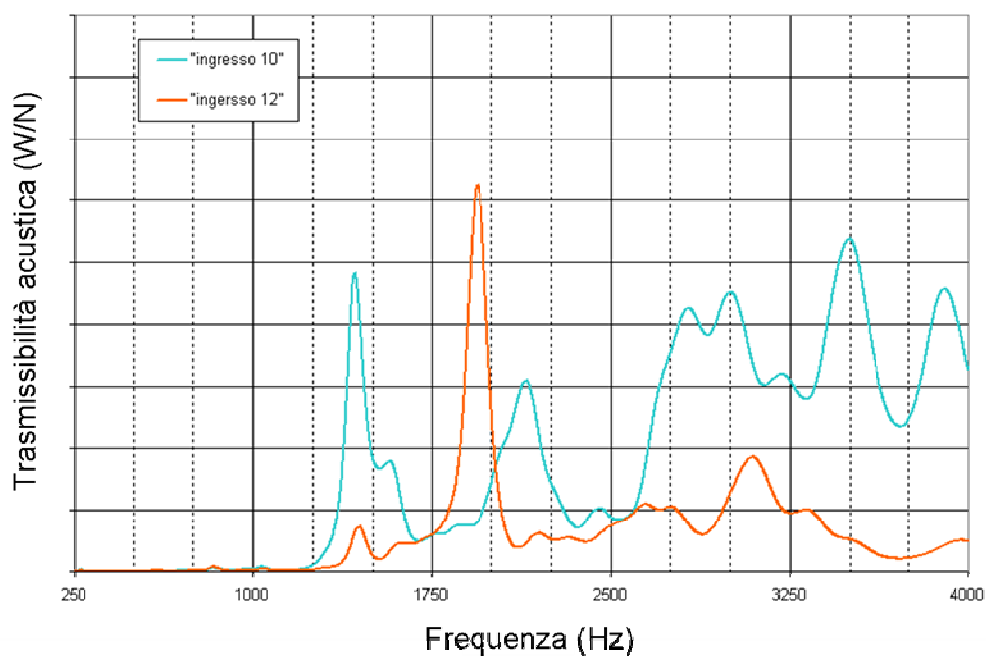


Figura 27 – Indice di trasmissibilità coperchio T1.

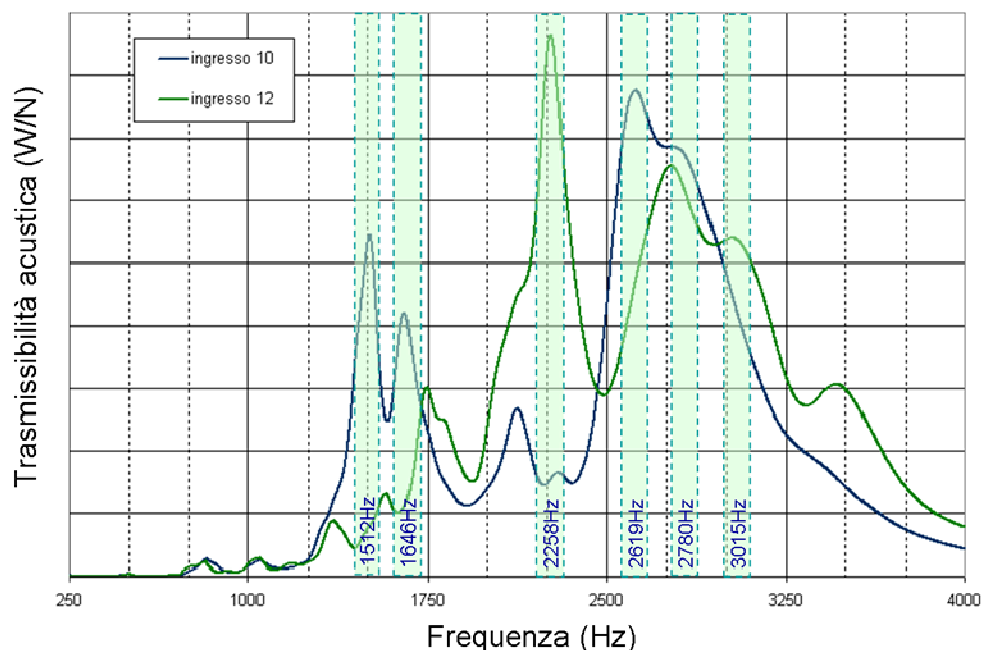


Figura 28 – Indice di trasmissibilità coperchio T2.

Dal confronto degli indici suddetti, si sono evidenziate per il coperchio T2 delle frequenze critiche in ottica emissione acustica. In particolare, la soluzione T2 presenta 6 valori di frequenza, in corrispondenza dei quali l'emissione acustica del coperchio T2 risulta incrementata rispetto a quella del coperchio T1, versione di confronto.

Dalle frequenze e dai relativi modi critici (Tab.2) si possono considerare gli spostamenti e l'energia di deformazione (Fig.29, 30, 31, 32, 33, 34), al fine di individuare le zone responsabili delle criticità acustiche per la soluzione T2, ed intervenire mediante appropriate modifiche al fine di migliorarne la *performance* acustica.

MODI CRITICI	
MODO 1	1512 Hz
MODO 2	1646 Hz
MODO 3	2258 Hz
MODO 4	2619 Hz
MODO 5	2780Hz
MODO 6	3015Hz

Tabella 2 – Modi critici.

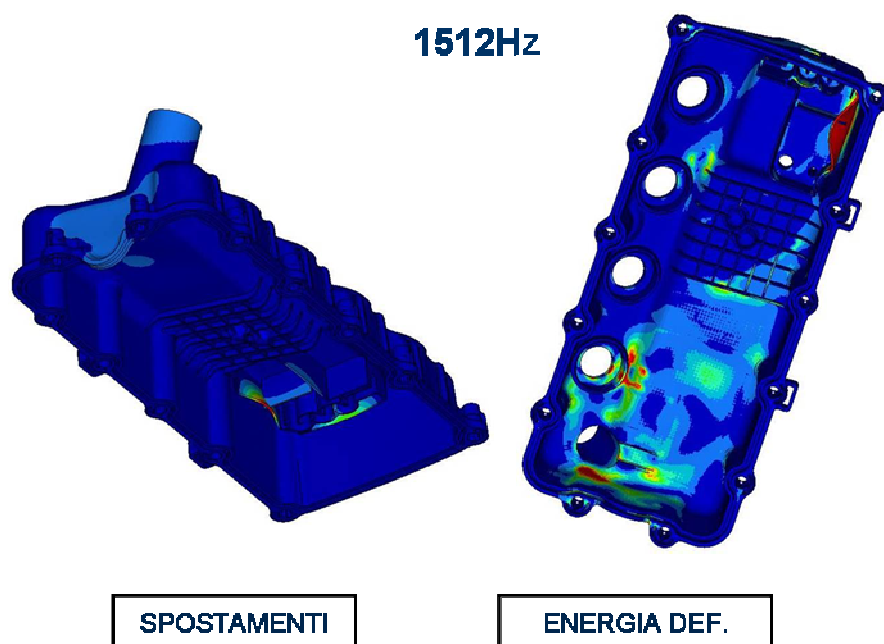


Figura 29 – Spostamenti ed energia di deformazione a 1512Hz.

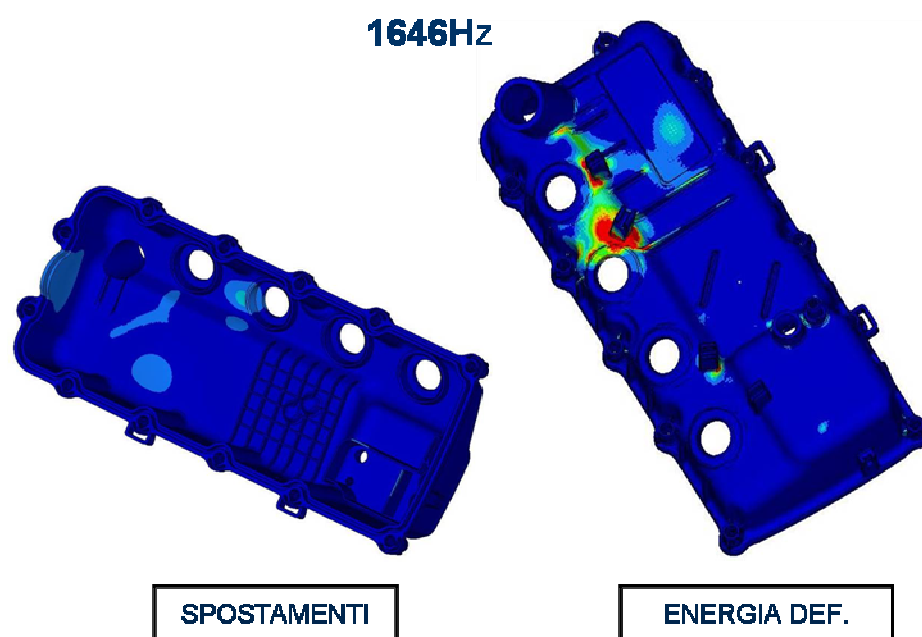


Figura 30 – Spostamenti ed energia di deformazione a 1646Hz.

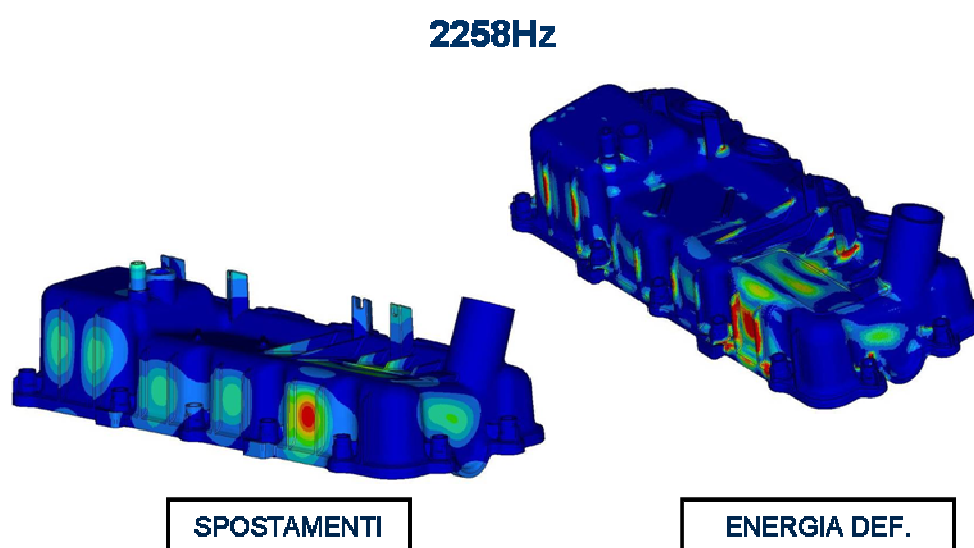


Figura 31 – Spostamenti ed energia di deformazione a 2258Hz.

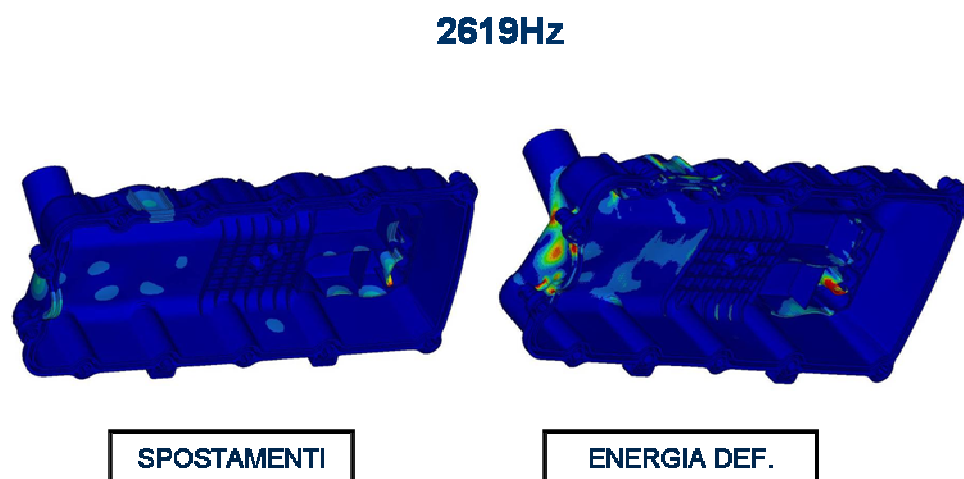


Figura 32 – Spostamenti ed energia di deformazione a 2619Hz.

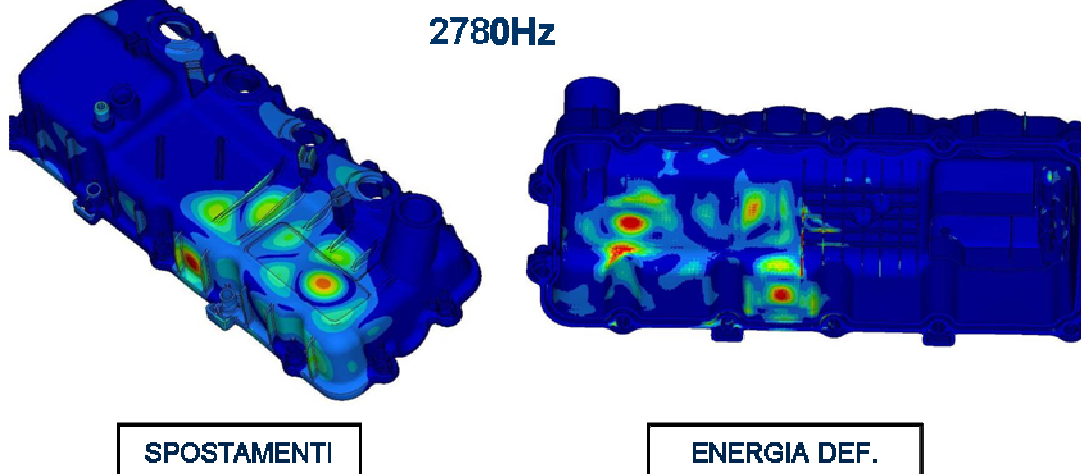


Figura 33 – Spostamenti ed energia di deformazione a 2780Hz.

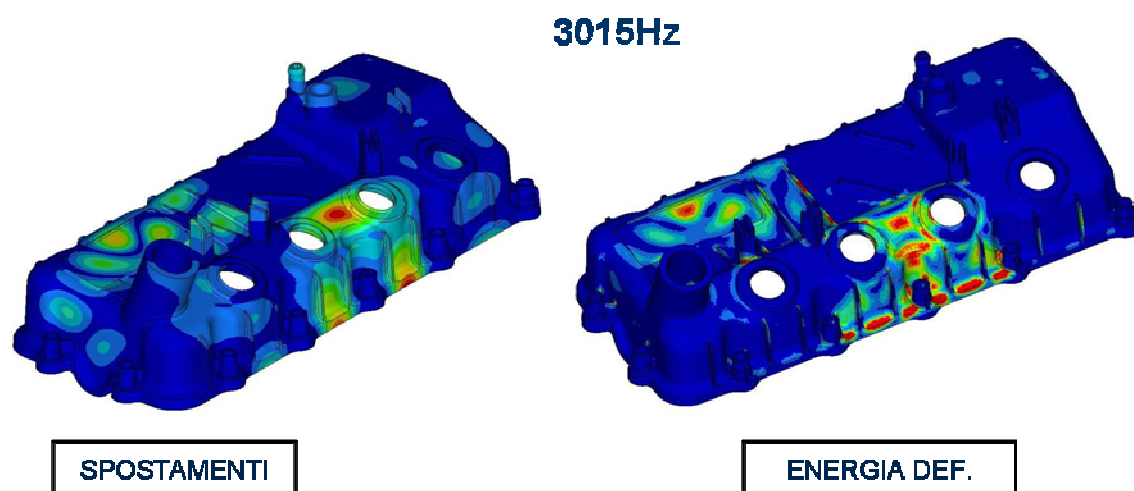


Figura 34 – Spostamenti ed energia di deformazione a 3015Hz.

3.3.3 CONCLUSIONI

Sono stati confrontati sulla base dell'indice di trasmissibilità acustica, un coperchio punteria T2 (nuova versione) ed un coperchio in versione di confronto, T1. Da tale confronto si sono state messe in evidenza 6 frequenze critiche per le quali l'emissione acustica del coperchio T2 risulta maggiore rispetto alla soluzione T1.

Per cui la soluzione T2 risulta essere una soluzione peggiorativa rispetto alla T1; quindi, con l'ausilio dell'energia di deformazione, si possono individuare eventuali interventi correttivi al fine di ridurre l'emissione acustica del coperchio T2.

CAPITOLO IV

ANALISI MBS: SVILUPPO DI MODELLI DI CALCOLO

4.1 ANALISI DELLE VIBRAZIONI DI UN MOTORE TERMICO

Applicando la metodologia *multibody*, si è considerata l'analisi vibrazionale di un motopropulsore diesel, sovralimentato, 4 cilindri 4 tempi, tipologia SGE, effettuando successivamente una correlazione numerico-sperimentale dei risultati.

Si è voluta valutare l'influenza delle frequenze torsionali e flessionali dell'albero motore sull'andamento della velocità di rotazione dello stesso e sulle vibrazione delle staffe di supporto del motore, al fine di ridurre il fenomeno vibratorio e quindi il rumore trasmesso in abitacolo.

E' stata eseguita un'ulteriore validazione tramite acquisizioni sperimentali, ottenendo buoni risultati per le grandezze considerate di maggior interesse, come per esempio l'irregolarità di moto. Sono stati realizzati diversi modelli, di complessità via via crescente. Il primo modello ha previsto che i diversi corpi fossero tutti rigidi, permettendo di valutare l'andamento delle irregolarità di moto dell'albero motore per basse frequenze ($< 200\text{Hz}$); si è quindi proceduto all'introduzione di un modello flessibile dell'albero motore, mediante la modellazione ad elementi finiti (FE) dello stesso, che ha permesso

di valutare in maniera più efficace gli andamenti per frequenze più elevate; successivamente il modello FE è stato ampliato considerando la presenza di un altro elemento, il meccanismo frizione, che ha consentito di ottenere risultati più accurati. Infine è stata eseguita un'opportuna correlazione sperimentale, volta a validare ulteriormente il modello.

4.1.2 MODELLAZIONE

Mediante l'uso combinato di codici FEM e *multibody* è stata effettuata un'analisi vibrazionale di un motore termico 4 cilindri 4 tempi turbocompresso. Si è dapprima costruito un modello agli elementi finiti, successivamente, con l'operazione di condensazione, si sono determinate le opportune matrici di massa e rigidezza che costituiscono l'*input* di EXCITE. Ciò consente di operare su un sistema semplificato, riducendo l'ordine del problema.

Per l'analisi del comportamento vibrazionale del motore termico in esame, sono stati realizzati tre modelli di complessità crescente: il primo, denominato SOL 1, prevede la simulazione del comportamento del motore utilizzando un modello a corpi rigidi e fornisce in *output* l'andamento delle irregolarità di moto a basse frequenze (<200HZ) ed una prima valutazione delle vibrazioni

delle staffe di supporto del motopropulsore; il secondo modello, denominato SOL 2, prevede, invece, la modellazione agli FE dell'albero motore, con puleggia e volano, in modo da considerare la flessibilità dell'organo stesso, che opportunamente condensato, viene introdotto nel codice di calcolo *multibody* e fornisce i valori delle irregolarità di moto anche ad alte frequenze, in aggiunta alle vibrazioni delle staffe di supporto; il terzo modello denominato SOL 3, riporta la modellazione agli FE, oltre che dell'albero motore precedentemente considerato, anche del gruppo frizione. Per tutti e tre i modelli, i restanti componenti del motopropulsore sono stati considerati in un unico elemento rigido, di assegnate caratteristiche quali peso, centro di massa ed inerzia.

Quindi, il modello SOL 1 è un modello che ha uno scopo prettamente procedurale e di verifica per gli *output* successivi. Mentre i modelli SOL 2 e SOL 3 sono quelli su cui viene effettuata l'analisi ed il confronto dei risultati.

Per il modello SOL 1 alcuni componenti vengono schematizzati da opportuni *body*, ovvero corpi rigidi che ne simulano il comportamento, quali: *Crankshaft* (albero a gomiti, puleggia, volano, frizione), *Conrod* (bielle, pistoni, fasce e spinotto pistone); *Powerunit* (basamento, testa, coppa olio, componenti della distribuzione e accessori); in questi casi è sufficiente inserire manualmente le caratteristiche geometriche, (cioè) i valori delle inerzie, (le o delle) masse e (la o della) posizione dei baricentri (Fig.1).

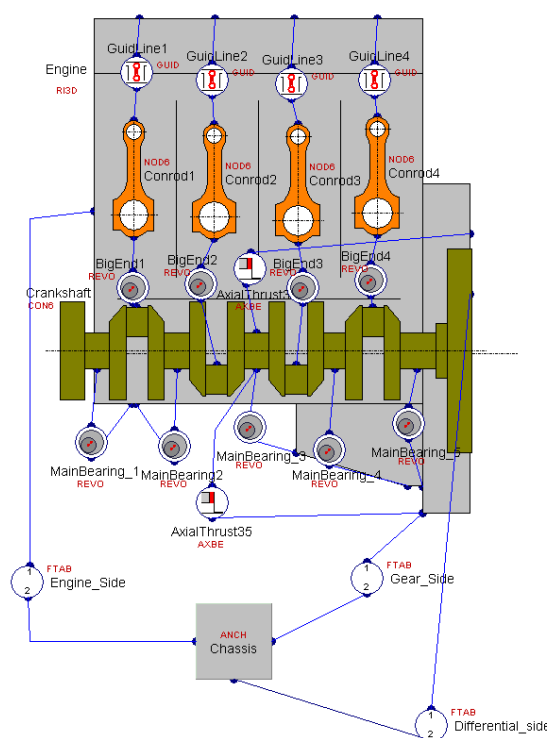


Figura 1 – Modello excite del motopropulsore.

Inoltre, è stato schematizzato lo *chassis* mediante un *Generic Body*: questo elemento è rappresentativo del telaio della vettura e può essere considerato come un vincolo di terra, al quale collegare il motopropulsore mediante le tre staffe lato motore, cambio e differenziale.

Per la rappresentazione dei vincoli esistenti tra corpi adiacenti si utilizzano opportuni *joint*, senza effettuare la modellazione del meato d'olio.

L'albero motore è stato collegato al basamento mediante i *Revolute Joint* che simulano la presenza dei cuscinetti di banco; tale tipologia di vincolo consente di ricreare un contatto lineare tra i due corpi connessi tramite una modellazione molla-smorzatore. Viene inserito il valore del gioco esistente tra albero e

basamento con la relativa rigidità e smorzamento. Tali valori sono calcolati e dipendono dalla pressione massima raggiunta in camera di combustione, dall'alesaggio e dalla forza massima che si scarica sul singolo cuscinetto di banco.

I cuscinetti reggispinga assiali, presenti in tutti i motori per contrastare le spinte assiali, generate durante il moto, vengono schematizzati con il vincolo *Axial Thrust Bearing*; anche in questo caso si inseriscono gioco, rigidità e smorzamento. Le spinte assiali sono comunque notevolmente inferiori rispetto a quelle verticali derivanti dalla spinta generata in camera di combustione e agenti sui cuscinetti di banco. Con questo vincolo è possibile connettere un nodo sull'albero a più nodi sul basamento.

Le bielle sono state collegate alla *Powerunit* mediante due vincoli di cui il primo è una guida prismatica, schematizzata in EXCITE tramite il vincolo *Piston-Liner Guidance*, che serve a simulare il vincolo tra canne e stantuffi, mentre il secondo simula il cuscinetto di biella, per il quale si è considerato il *joint* utilizzato per i cuscinetti di banco.

Non è stata effettuata una modellazione dei cuscinetti in quanto ciò avrebbe prodotto dei risultati sostanzialmente identici ai fini dell'analisi delle vibrazioni delle staffe, aumentando la complessità del modello di calcolo.

Le staffe per la sospensione del motopropulsore all'interno del vano motore sono tre: staffa motore, staffa differenziale, staffa cambio. Questi componenti

sono normalmente simulati in EXCITE, come *joint*, e trattati come punti materiali privi di massa. I *joint* che simulano le staffe sono stati scelti del tipo *Table Force/Moment*. Tale vincolo ci consente di introdurre il comportamento non lineare delle rigidezze dei tasselli; sono stati assegnati i valori di rigidezza e smorzamento nelle tre direzioni x, y, z per ogni staffa e per diversi valori di spostamento relativo.

Tale modellazione non consente di calcolare le velocità critiche torsionali perché il moto di questo modello di calcolo è rigido e dunque a pulsazione nulla, di conseguenza gli elementi costituenti il sistema non si deformeranno ruotando tutti secondo una stessa velocità.

Il modello SOL 2, introducendo la flessibilità dell'albero motore, provoca un diverso comportamento dinamico del sistema e permette di valutare le velocità critiche torsionali non visibili nel modello SOL 1. Tale elemento di flessibilità è stato introdotto nel modello di calcolo mediante una modellazione FE del body *crankshaft* e sono state eseguite analisi modali in condizione di albero libero-libero, come illustrato nel capitolo 2, per ricavare i modi di vibrare del sistema con le relative frequenze proprie. Inoltre, è stata effettuata l'accordatura del *damper ring*, il quale è stato disposto in serie agli elementi del *crankshaft* come elemento smorzante delle oscillazioni torsionali.

In particolare nel motore in questione per il suo *range* di funzionamento i modi torsionali eccitati saranno solo il I e II, rispettivamente a 305 e 545 Hz. In tale modello il gruppo frizione è stato modellato come massa concentrata (Fig. 2).

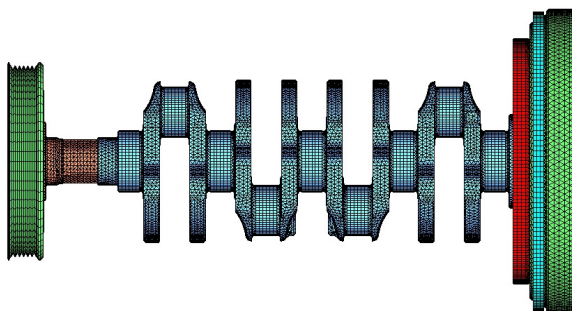


Figura 2 - Modello FE dell'albero con meccanismo frizione come massa concentrata.

I componenti del motore rappresentati da corpi elastici (albero) devono essere caratterizzati con opportune matrici contenenti tutte le informazioni geometriche e fisiche (masse, rigidità).

Il modello SOL 3, oltre a considerare la flessibilità dell'albero motore è provvisto della modellazione FE del meccanismo frizione (Fig. 3 e 4).

La *mesh* dell'albero motore con meccanismo frizione modellato agli elementi finiti è costituita da **450000** elementi, tra tetraedrici ed esaedrici, e da **140000** nodi. In Tabella 1, inoltre, sono riportate le caratteristiche salienti dei tre modelli: SOL 1, SOL 2 e SOL 3.

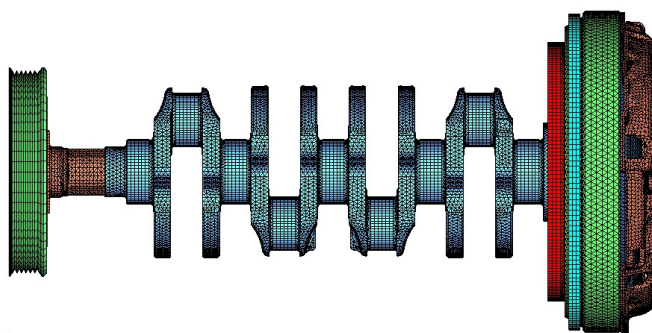


Figura 3 - Modello FE dell'albero con meccanismo frizione discretizzato.

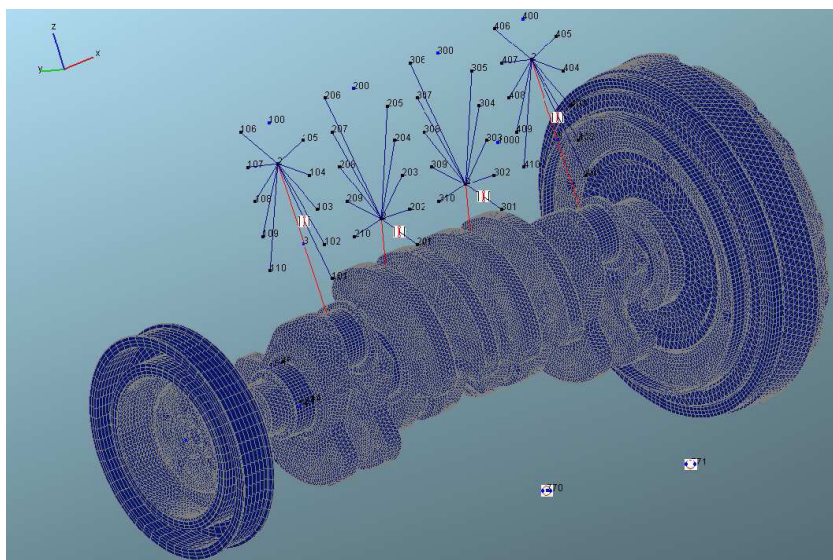


Figura 4 - Modello FE dell'albero con meccanismo frizione discretizzato importato in Excite.

MODELLO	ELEMENTI DI AVL/EXCITE UTILIZZATI PER LA SCHEMATIZZAZIONE	ELEMENTI FE MODELLATI	OBIETTIVO
SOL1	CRANKSHAFT, CONROD, POWERUNIT, GENERIC BODY, REVOLUTE JOINT, AXIAL THRUST BEARING, PISTON-LINER GUIDANCE, TABLE FORCE/MOMENT	-	PROCEDURALE VERIFICA STEP SUCCESSIVI
SOL2	CONROD, POWERUNIT, GENERIC BODY, REVOLUTE JOINT, AXIAL THRUST BEARING, PISTON-LINER GUIDANCE, TABLE FORCE/MOMENT	ALBERO A GOMITI, PULLEGGIA, VOLANO	ANALISI/CONFRONTO
SOL3	CONROD, POWERUNIT, GENERIC BODY, REVOLUTE JOINT, AXIAL THRUST BEARING, PISTON-LINER GUIDANCE, TABLE FORCE/MOMENT	ALBERO A GOMITI, PULLEGGIA, VOLANO, MECCANISMO FRIZIONE	ANALISI/CONFRONTO

Tabella 1 - Caratteristiche dei modelli di calcolo.

4.1.3 ANALISI DEI RISULTATI E CONFRONTO NUMERICO – SPERIMENTALE

Il modello SOL 1, che presenta tutti gli elementi rigidi anche se non porta a risultati utili per quanto riguarda la determinazione delle velocità critiche torsionali, permette di ottenere dei risultati importanti ai fini di verifica del modello come l'irregolarità di moto in accelerazione, il diagramma di *Campbell* e l'indice vibrazionale globale staffe.

In un motore a combustione interna la coppia motrice generata da gas e forze di inerzia è armonica ed è scomponibile in serie di *Fourier* come somma di n armoniche che possono essere più o meno significative per la dinamica del motore a seconda del valore di ampiezza, della fase ed dell'ordine ad esse associato.

La coppia motrice di un motore quattro cilindri quattro tempi è prevalentemente del secondo ordine, conviene quindi considerare solo la sua influenza ai fini delle irregolarità di moto.

Si può, quindi, effettuare una prima valutazione dell'ampiezza delle irregolarità di moto in velocità del secondo ordine (Fig.5) per il motore in esame, ottenute rispetto alla rampa 1250 - 5000 *rpm*, le quali costituiranno le forzanti sui supporti motore

rpm (rms)

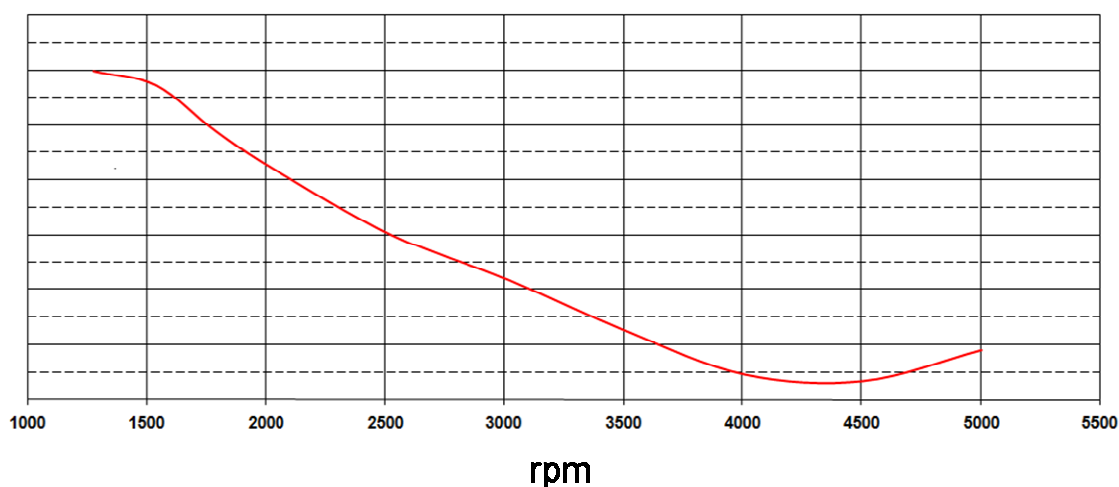


Figura 5 - Irregolarità di moto di ordine 2 in velocità modello SOL1.

E' riportato, inoltre, il diagramma di *Campbell* o “*colour map*” (Fig.6) della velocità angolare calcolata al volano del modello SOL 1. Questo tipo di diagramma è una rappresentazione dello spettro in frequenza di un segnale non stazionario; è un diagramma tridimensionale in cui sono riportate sull'asse dell'ascisse la frequenza, su quello delle ordinate il valor medio della grandezza. La scala colorimetrica indica l'ampiezza dell'oscillazione in esame (nel caso specifico Δrpm) in funzione della frequenza. Dalla figura si evince chiaramente la prevalenza dell'ordine 2.

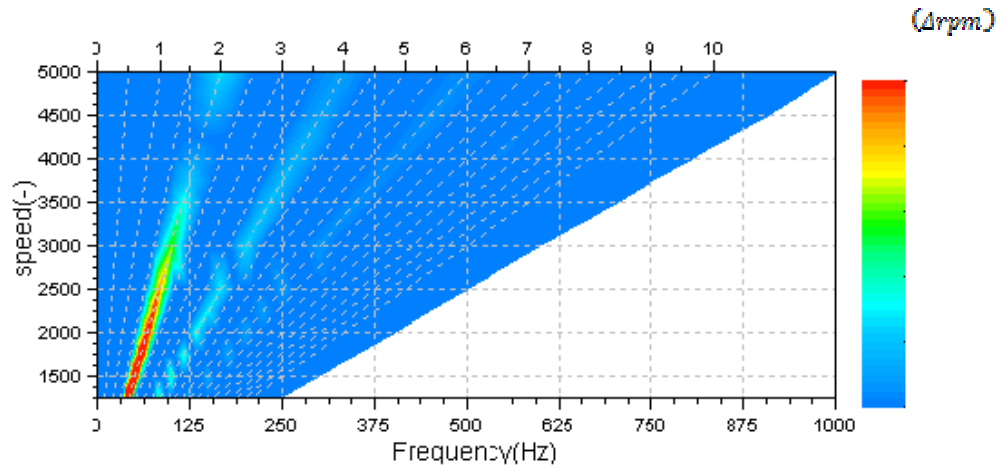


Figura 6 - Diagramma di Campbell della velocità angolare modello SOL1.

Viene calcolato anche un indice vibrazionale globale staffe (Fig.7), chiamato “somma pesata” (*weighted sum*), che è definito nel seguente modo:

$$X(f) = \sqrt{\sum_{i=1}^n w_i^2(f) \cdot x_i^2(f)} \quad (1)$$

dove:

$w_i(f)$ = fattore di pesatura per una determinata direzione e posizione;

$x_i(f)$ = accelerazione *rms* per una determinata direzione e posizione;

n = num. totale di posizioni e direzioni (x, y e z) = numero di staffe $\times 3$.

I fattori di pesatura da utilizzare in tale relazione dipendono dalla vettura sulla quale deve essere installato il motopropulsore; questi ultimi sono generalmente forniti dalla piattaforma veicolo, ma, in mancanza di tali informazioni, come nel nostro caso, i coefficienti sono posti tutti egualmente ad 1 (ovvero si ha una

pesatura uniforme delle vie di trasmissione strutturale). In particolare l'indice vibrazionale globale è ottenuto quadrando e sommando sotto radice gli indici vibrazionali delle singole staffe (motore, cambio e differenziale).

L'indice vibrazionale globale staffe di secondo ordine mostra le ampiezze delle irregolarità in accelerazione e spostamento, e dunque l'entità della vibrazione trasmessa.

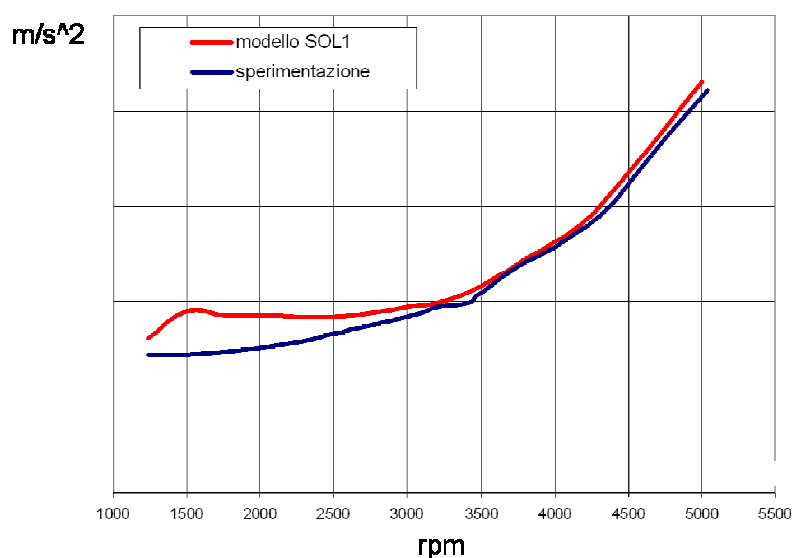


Figura 7 - Confronto sperimentale indice vibrazionale staffe di secondo ordine modello SOL1.

Il modello SOL 1 consente la verifica di alcuni parametri di funzionamento come le irregolarità di moto e l'indice vibrazionale globale staffe, e consente, inoltre, di evidenziare che la forzante armonica di ordine 2 risulta quella

predominante. E dunque può fornire delle indicazioni importanti sulla correttezza dei risultati relativi ai modelli SOL 2 e SOL 3.

I risultati della simulazione ottenuti con l'albero motore flessibile, modello SOL 2, si concentrano sullo studio delle irregolarità di moto rilevate nel baricentro del volano. L'obiettivo primario è rilevare come varia l'ampiezza delle irregolarità di moto in corrispondenza delle frequenze torsionali dell'albero laddove queste siano eccitate; infatti in corrispondenza delle risonanze, le irregolarità possono assumere dei valori tali da risultare critici ai fini del comportamento vibro-acustico dell'intero motopropulsore.

Il *range* di valutazione è stato la rampa dai 1250 *rpm* fino ai 5000 *rpm*, con intervalli di 250 *rpm*. Sono inoltre confrontati i risultati del modello SOL 2 con i rilievi della sperimentazione, mostrando dunque la rispondenza del modello di calcolo utilizzato.

La sperimentazione acquisisce i valori delle ampiezze delle irregolarità di moto in velocità relative agli ordini pari, quali 2 e 4, per tutti i regimi del motopropulsore, essendo tali ordini corrispondenti alle eccitanti principali per le vibrazioni staffe (Fig. 8,9).

Se si richiede un'analisi più accurata, diviene opportuno considerare anche gli ordini 6 e 8.

L'acquisizione avviene sul volano del motopropulsore su vettura, per cui per un confronto coerente saranno relazionati ai dati sperimentali i risultati

numerici relativi ad un nodo di riferimento nella *mesh* rappresentativo del centro di massa del volano, denominato 108.

Per le irregolarità di ordini 2 e 4 (Fig. 8, 9) si nota, per bassi regimi, uno scostamento tra le due curve imputabile sia al fenomeno del *turbolag*, il quale comporta un abbassamento della coppia motrice, sia alla procedura di acquisizione dei cicli di pressione. Tale differenza è imputabile al fatto che in AVL/EXCITE sono utilizzati in *input* dei cicli acquisiti al banco stazionario, mentre i dati sperimentali fanno riferimento a cicli reali, essendo acquisiti su vettura.

Per cui il modello SOL 1 consente la verifica di alcuni parametri di funzionamento come le irregolarità di moto e l'indice vibrazionale globale staffe, ed inoltre consente di evidenziare che la forzante armonica di ordine 2 risulta quella predominante. E quindi può fornire delle indicazioni importanti sulla correttezza dei risultati relativi ai modelli SOL 2 e SOL 3.

I risultati della simulazione ottenuti con l'albero motore flessibile, modello SOL 2, si concentrano sullo studio delle irregolarità di moto rilevate nel baricentro del volano. L'obiettivo primario è rilevare come varia l'ampiezza delle irregolarità di moto in corrispondenza delle frequenze torsionali dell'albero laddove queste siano eccitate; infatti, in corrispondenza delle risonanze le irregolarità possono assumere dei valori tali da risultare critici ai fini del comportamento vibro-acustico dell'intero motopropulsore.

Il *range* di valutazione è stato la rampa dai 1250 *rpm* fino ai 5000 *rpm*, con intervalli di 250 *rpm*. Sono inoltre confrontati i risultati del modello SOL 2 con i rilievi della sperimentazione mostrando dunque la rispondenza del modello di calcolo utilizzato.

La sperimentazione acquisisce i valori delle ampiezze delle irregolarità di moto, in velocità relative agli ordini pari quali 2 e 4 per tutti i regimi del motopropulsore, essendo tali ordini corrispondenti alle eccitanti principali per le vibrazioni staffe (Fig. 8,9).

Se si richiede un'analisi più accurata, diviene opportuno considerare anche gli ordini 6 e 8.

L'acquisizione avviene sul volano del motopropulsore su vettura, per cui per un confronto coerente saranno relazionati ai dati sperimentali i risultati numerici relativi ad un nodo di riferimento nella *mesh* rappresentativo del centro di massa del volano, denominato 108.

Per le irregolarità di ordini 2 e 4 (Fig. 8, 9) si nota, per bassi regimi, uno scostamento tra le due curve, imputabile sia al fenomeno del *turbolag*, il quale comporta un abbassamento della coppia motrice, sia alla procedura di acquisizione dei cicli di pressione. Tale differenza è imputabile al fatto che in AVL/EXCITE sono utilizzati in *input* cicli acquisiti al banco stazionario, mentre i dati sperimentali fanno riferimento a cicli reali essendo acquisiti su vettura.

Intorno ai 2250 *rpm* svanisce l'effetto *turbolag*. Per quel che riguarda l'ordine 2 per regimi superiori le due curve hanno lo stesso andamento e valori assai simili delle ampiezze delle irregolarità. Si riscontra un valore di minimo per entrambe le curve in corrispondenza di 4250 *rpm*. Tale valore minimo rappresenta il punto di equilibrio tra le forze d'inerzia rotanti e quelle di combustione. Per l'ordine 4 dopo i 2250 *rpm* la due curve si avvicinano e presentano un andamento convergente.

rpm (rms)

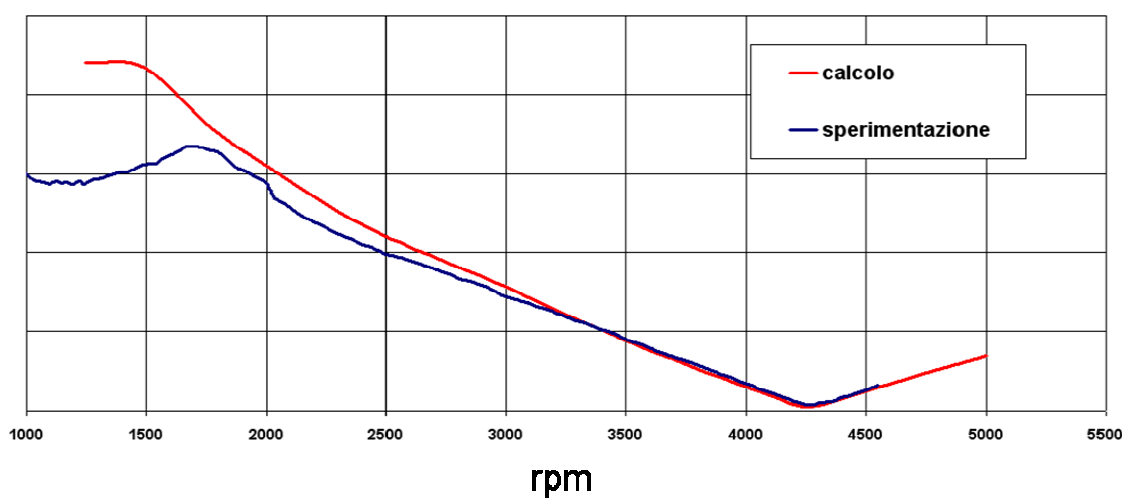


Figura 8 - Confronto sperimentale irregolarità di moto di secondo ordine modello SOL2.

rpm (rms)

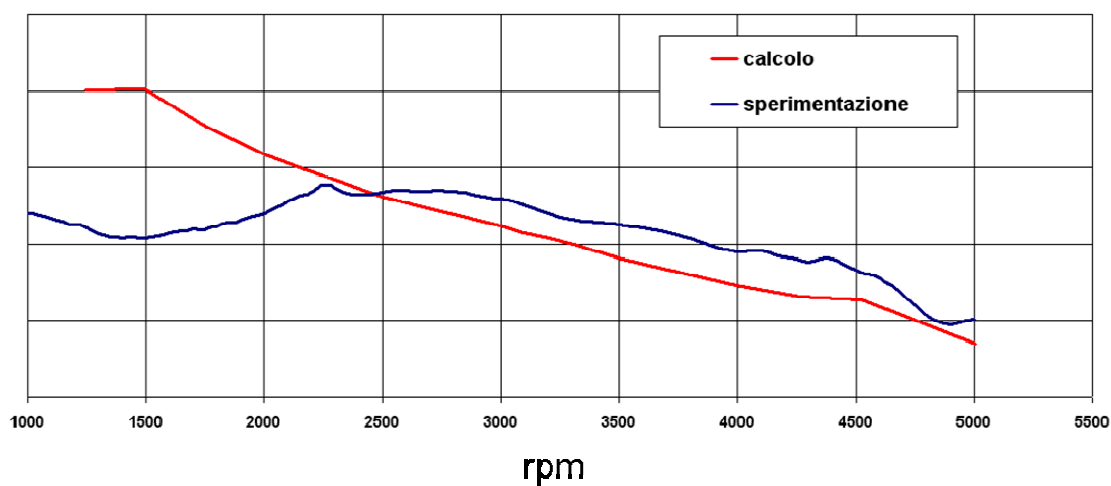


Figura 9 - Confronto sperimentale irregolarità di moto di quarto ordine modello SOL2.

Per quanto riguarda l'indice vibrazionale globale staffe di ordine 2 (Fig. 10), si ottiene un risultato analogo a quanto ottenuto con il modello SOL 1. Il confronto sperimentale presenta uno scostamento iniziale imputabile sempre al fenomeno del *turbolag*; successivamente si rileva una buona correlazione con i risultati sperimentali. Da rilevare che tali curve sono correlate con l'indice vibrazionale globale relativo al modello SOL 1.

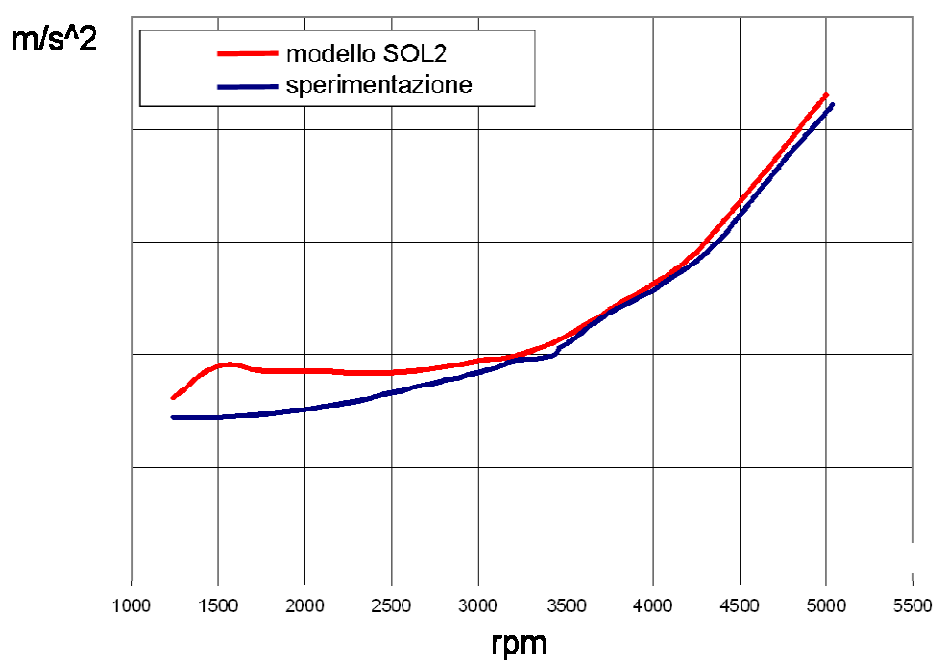


Figura10 - Confronto sperimentale indici vibrazionali staffe di secondo ordine modello SOL2.

Per quel che concerne il modello SOL 3, i risultati delle irregolarità di moto di ordine 2 e 4 e dell'indice vibrazionale di ordine 2, non si discostano in misura rilevante da quelli osservati per il modello SOL 2. Viceversa, per l'ordine 4, si riscontrano risultati diversi (Fig.11). In particolare si osserva un diverso andamento delle vibrazioni staffe dovuto alla presenza del modello FE del meccanismo frizione.

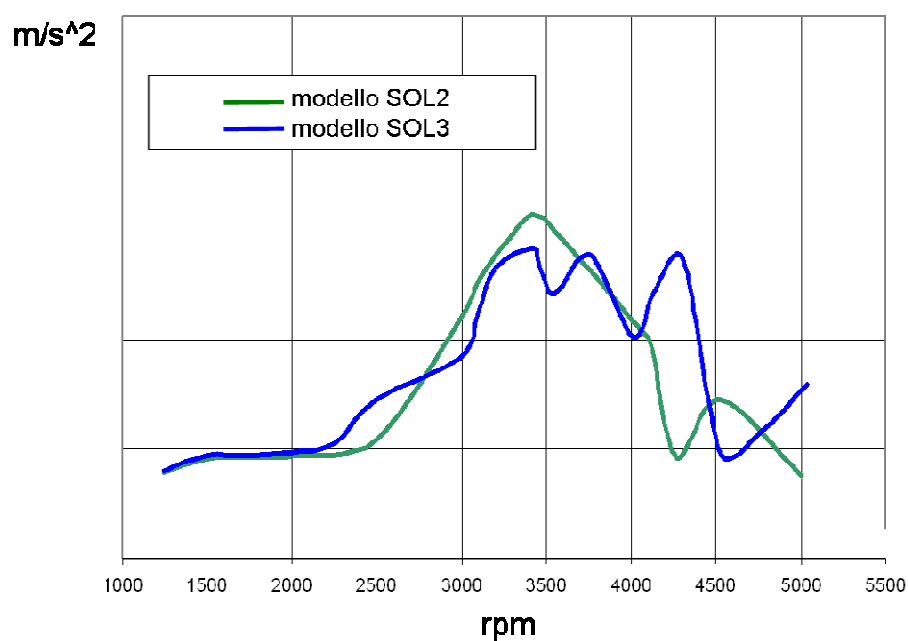


Figura 11 - Confronto indici vibrazionali staffe di quarto ordine modelli SOL 2 e SOL 3.

Quindi, riguardo alla trasmissione vibrazionale motore-vettura, se è necessario indagare in merito a fenomeni imputabili a forzanti di minor intensità rispetto all'ordine 2 allora è opportuno tener conto anche dell'ordine 4 e dunque del modello con meccanismo frizione discretizzato.

4.1.4 CONCLUSIONI

Nel caso studiato, sono stati sviluppati tre modelli a complessità crescente.

Dall'osservazione dei risultati relativi ai tre modelli esaminati, si possono desumere le seguenti conclusioni:

- il modello SOL 1, a corpi rigidi, presenta una buona correlazione con i risultati sperimentali per quel che concerne le irregolarità di moto di ordine 2;
- il modello SOL 2, con albero flessibile, ai fini del dimensionamento delle staffe presenta un adeguato grado di correlazione per le irregolarità di moto di ordini 2 e 4, e per le vibrazioni staffe di ordine 2; tale modello rappresenta il miglior compromesso tra velocità computazionale e accuratezza di calcolo, e fornisce risultati utilizzabili in analisi che richiedono un maggiore approfondimento.
- il modello SOL 3, con albero flessibile e modello FE del meccanismo frizione, consente un ulteriore grado di approfondimento, in quanto permette di migliorare i risultati relativi alle vibrazioni staffe di ordine 4.

4.2 ANALISI VIBRAZIONALE DI UN CRANKSHAFT

Utilizzando la metodologia *multibody*, è stata condotta un'analisi vibrazionale su un motopropulsore benzina 4 cilindri 4 tempi aspirato. Tale motore si colloca nella tipologia FIRE di FPT (Fig.12).

Sono state analizzate le irregolarità di moto in velocità dell'albero motore, al fine di valutare l'influenza dei modi di vibrare flessionali e torsionali, sul moto dell'albero stesso. Le irregolarità di moto costituiscono le forzanti strutturali con le quali il motore, attraverso le staffe di supporto, sollecita il telaio della vettura, provocando vibrazioni e rumorosità che si trasmettono in abitacolo.

I risultati ottenuti sono stati confrontati con le acquisizioni sperimentali ottenendo una buona correlazione.



Figura 1 – Motore FIRE

4.2.1 MODELLAZIONE

Con una metodologia analoga a quella esposta nel precedente paragrafo, è stato sviluppato un modello *multibody* di una motore termico 4 cilindri 4 tempi aspirato (Fig.13). Tale modello presenta i corpi rigidi *Conrod* e *Powerunit* già descritti precedentemente. In questo caso, però, mancando nel modello i *joint* che simulano le staffe, (e) la *Powerunit* è stata schematizzata come un corpo vincolato a terra. Il *body crankshaft* (puleggia, mozzo, albero motore, volano, ruota fonica, meccanismo frizione) è stato considerato come corpo flessibile.

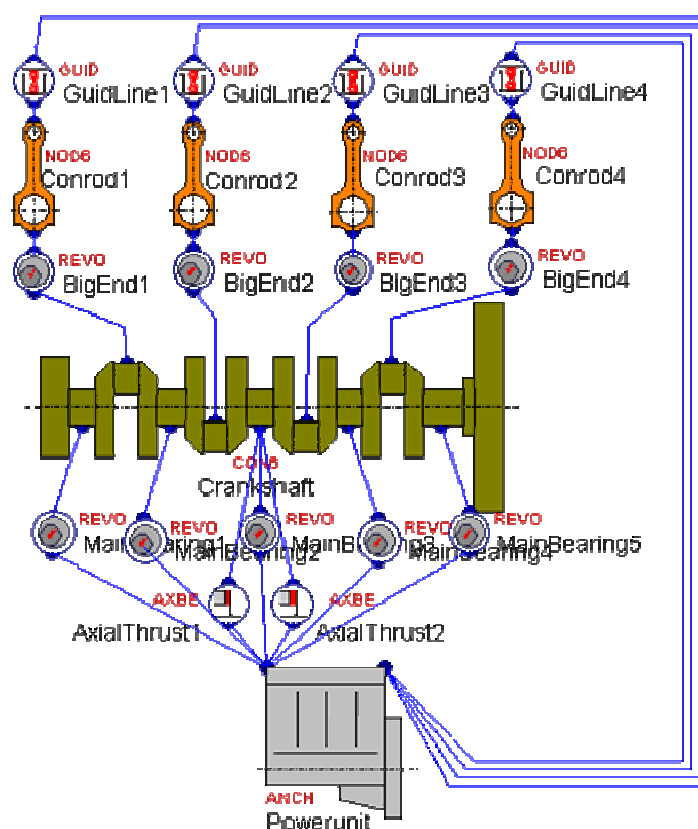


Figura 13 – Modello excite.

Per quel che riguarda le connessioni, sono stati utilizzati i *joint* già descritti in precedenza. In particolare, i *Revolute Joint*, per simulare i cuscinetti di banco e di biella; gli *Axial Thrust Bearing*, per simulare i cuscinetti reggispira assiali, relativi all'albero motore; e i *Piston-Liner Guidance*, per simulare il vincolo canne e stantuffi.

Dopo un calcolo modale sono state rilevate le frequenze torsionali rispettivamente a 292Hz e 509Hz.

Il modello FEM del *crankshaft* (Fig.14) è costituito da **374366** elementi, di tipo tetraedrico ed esaedrico e **127467** nodi.

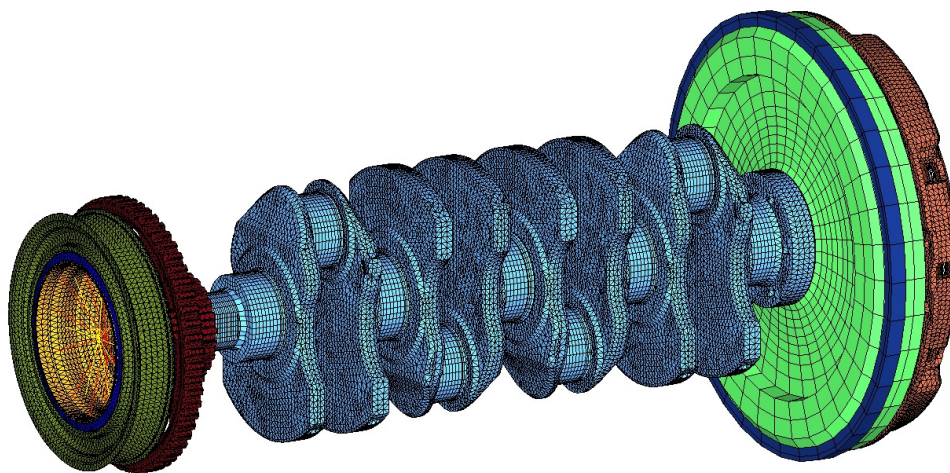


Figura 14 – Modello FE del crankshaft completo.

Questi componenti flessibili del modello sono caratterizzati da opportune matrici, contenenti tutte le informazioni geometriche e fisiche (masse, rigidezze).

4.2.2 ANALISI E CONFRONTO NUMERICO – SPERIMENTALE

Si è concentrata l'attenzione sull'estrazione delle irregolarità di moto in velocità dell'albero motore. In particolare si è valutata l'ampiezza delle irregolarità di moto in corrispondenza delle frequenze naturali torsionali dell'albero motore, in quanto in corrispondenza di tali frequenze possono verificarsi delle risonanze che possono risultare critiche per l'interno motopropulsore. L'intervallo di valutazione è stato la rampa dai 1500 *rpm* fino a 6000 *rpm* con intervalli di 250 *rpm*. I risultati a calcolo sono stati confrontati con i rilievi sperimentali ottenendo una buona correlazione.

La sperimentazione ha acquisito le irregolarità di moto corrispondenti agli ordini 2, 4 e 6.

Per quel che riguarda l'ordine 2 (Fig.15) si è riscontrata una buona correlazione con i rilievi sperimentali, in particolare le due curve presentano un minimo in corrispondenza dei 4000 *rpm*. Tale valore di minimo rappresenta il punto di equilibrio tra le forze d'inerzia rotanti e quelle di combustione.

rpm (rms)

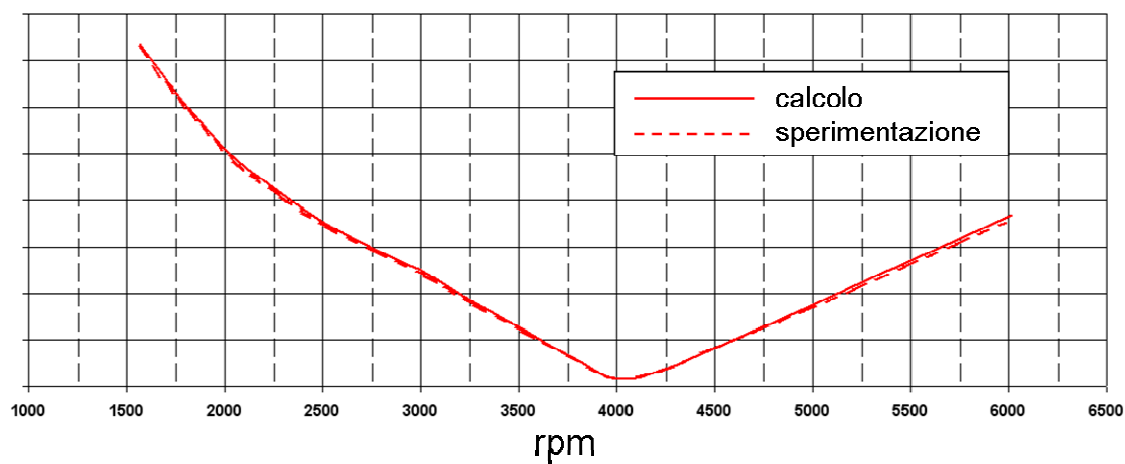


Figura 15 – Confronto sperimentale irregolarità di moto di secondo ordine.

Anche per l'ordine 4 (Fig.16) si è riscontrata una buona correlazione nell'intero intervallo di interesse. Inoltre, si rileva la prima frequenza torsionale dell'albero motore, in corrispondenza dei 4380 *rpm*.

rpm (rms)

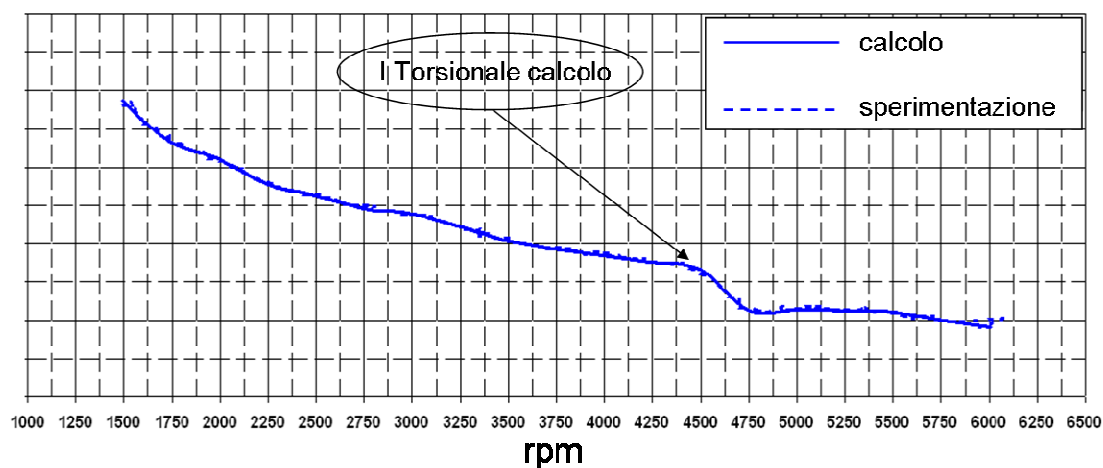


Figura 16 – Confronto sperimentale irregolarità di moto di quarto ordine.

Per l'ordine 6 (Fig. 17), si osserva un andamento coerente fra risultati a calcolo e rilievi sperimentali, anche se si rilevano degli scostamenti piuttosto contenuti. Ciò è imputabile ai limiti del modello di calcolo.

In questo caso si rilevano le frequenze torsionali dell'albero motore in corrispondenza di 2920 e 5090 rpm.

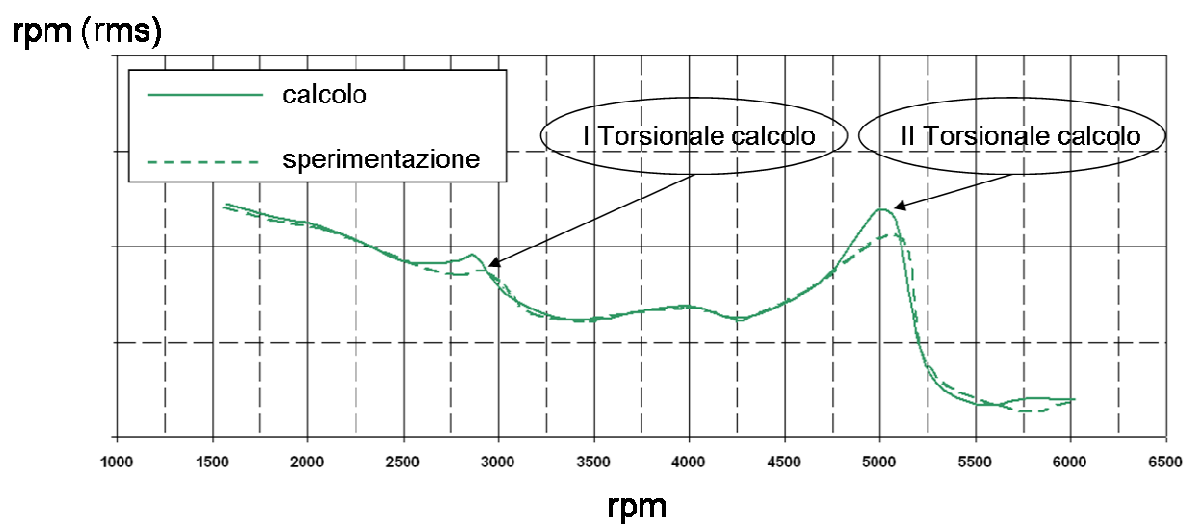


Figura 17 – Confronto sperimentale irregolarità di moto di sesto ordine.

4.2.3 CONCLUSIONI

E' stato sviluppato un modello *multibody* di un motopulsore al fine di rilevare le irregolarità di moto dell'albero motore del 2, 4, 6 ordine. I risultati ottenuti sono stati confrontati con le acquisizioni sperimentali, ottenendo una buona correlazione.

Nel dettaglio le irregolarità di moto del secondo e quarto ordine risultano ben correlate con i rilievi sperimentali, con valori analoghi per quel che riguarda le ampiezze di irregolarità.

La curva del sesto ordine, comunque, presenta un andamento coerente con i rilievi sperimentali, ed è in linea con i limiti propri del modello di calcolo.

CAPITOLO V

ANALISI INTEGRATA FEM – BEM – MBS: SVILUPPO DI UN MODELLO DI CALCOLO

4.1 ANALISI DI UN MOTOPROPULSORE CON GRUPPO CAMBIO

Applicando la metodologia integrata FEM-BEM-MBS, si effettua l'analisi motopropulsore 2 cilindri 4 tempi sovralimentato completo, con gruppo cambio, della tipologia SGE, già vista in precedenza.

In una prima fase di analisi è stato sviluppato un modello *multibody* del motopropulsore e del gruppo cambio, con gli alberi di trasmissione modellati con gli elementi finiti.

Si è valutato il fenomeno del *gear rattle* sotto il profilo delle irregolarità di moto, e le forze con le quali i cuscinetti di supporto degli alberi di trasmissione sollecitano la scatola cambio.

Successivamente, è stata effettuata l'analisi modale di tutto il gruppo cambio, comprendente il modello FEM delle scatole del cambio, degli alberi, con gli ingranaggi e i sincronizzatori considerati come masse concentrate.

Infine, su questa base modale e prendendo in esame il modello BEM della scatola cambio, è stata effettuata l'analisi acustica della scatola. La quale ha permesso di determinare, mediante le forzanti ricavate tramite il codice EXCITE, la pressione acustica della scatola stessa.

4.2 MODELLAZIONE

Mediante la metodologia *multibody*, menzionata nei precedenti capitoli è stato sviluppato un modello di calcolo di un motore termico 2 cilindri 4 tempi di applicazione automobilistica, comprendente il gruppo cambio.

Il modello multibody (Fig. 1) è costituito dai corpi rigidi, *Crankshaft*, *Conrod*, *Powerunit*, *Balancershaft*. Da rilevare che la *Powerunit* simula sia il motore che la scatola cambio. Inoltre, il *Balancershaft* è stato inserito al fine di modellare il contralbero di equilibramento delle forze d'inerzia.

Anche in questo caso lo chassis è rappresentato dal *Generic Body*, il quale è vincolato a terra. Questo corpo è collegato al motopropulsore mediante i tre *joint* che simulano le tre staffe lato motore, cambio e differenziale.

Gli alberi primario e secondario cambio sono stati considerati come elementi flessibili.

Alcuni dei joint utilizzati sono stati il *Revolute Joint*, l'*Axial Thrust Bearing*, il *Piston-Liner Guidance*, e il *Table Force /Moment*.

In particolare gli *Revolute Joint* e gli *Axial Thrust Bearing* oltre agli impieghi descritti in precedenza, sono stati utilizzati, in questo caso, anche per collegare il contralbero al basamento, e le ruote folli, del meccanismo di trasmissione, al primario e secondario cambio.

Inoltre, il *Table Force /Moment* è stato utilizzato per collegare l'albero motore al primario cambio, inserendo opportuni valori di rigidità e smorzamento.

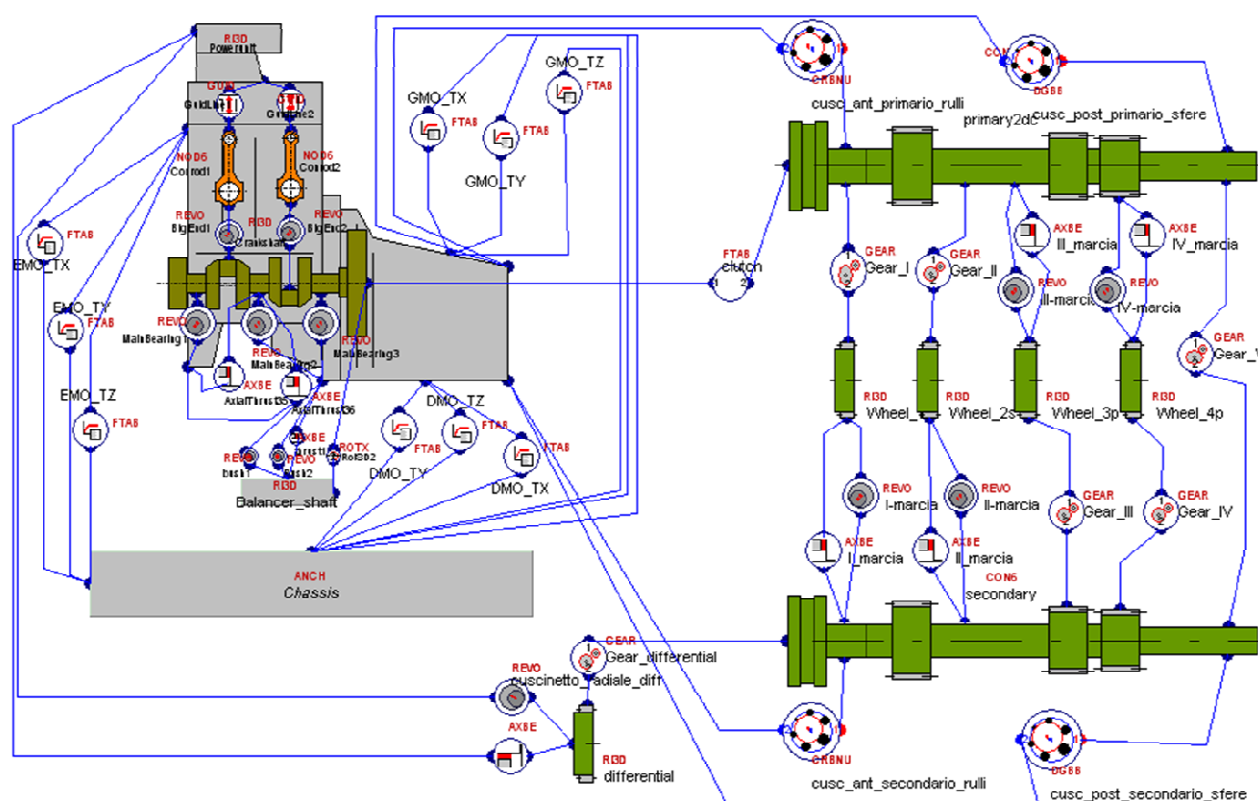


Figura 1 - Modello excite.

Per trasmettere il moto dall'albero motore al contralbero viene utilizzato il *joint Rotx*. Tale giunto mediante l'inserimento del rapporto di trasmissione, della rigidità e dello smorzamento torsionale simula gli accoppiamenti rotazionali.

L'albero primario e secondario sono connessi alla scatola cambio mediante cuscinetti anteriori a rulli cilindrici e cuscinetti posteriori a sfere. Mentre i primi possono reggere carichi radiali elevati, i secondi sono adatti a reggere sia carichi radiali che assiali abbastanza grandi in entrambe le direzioni.

I cuscinetti a rulli vengono simulati dal *joint Cylindrical Roller Bearing*, mentre i cuscinetti a sfere vengono simulati dal *joint Deep Groove Ball Bearing*. Tali joint tengono in conto i seguenti effetti:

- direzione della forza del cuscinetto in accordo alla corrente posizione/orientamento degli anelli interno/esterno;
- variazione periodica della rigidità del cuscinetto dovuta alla rotazione dei corpi volventi;
- per cuscinetti a rulli il momento di fissaggio antiribaltamento è considerato in maniera esatta;

Bisogna tener conto dei seguenti aspetti:

- per cuscinetti cilindrici si considera un approccio empirico, basato su un rigidità ribaltamento equivalente per ogni elemento di rotolamento è applicato;
- la rappresentazione dei cuscinetti deve essere inteso come rapporto force-spostamento / velocità tra gli organi collegati

- per i cuscinetti a sfere il contatto tra corpi volventi e le piste dell'anello interno / esterno è considerato secondo la formula di Hertz. Per i cuscinetti a rulli cilindrici viene utilizzato l'approccio empirico secondo Kunert. Effetti idrodinamici nella zona di contatto non sono considerati;
- movimento di corpi volventi è determinato in maniera puramente cinematica assumendo una rotazione ideale. Di conseguenza l'effetto scivolamento tra corpi volventi e le canaline anello interno / esterno viene trascurato;
- si considera unicamente l'accoppiamento centro-centro anello interno-anello esterno. Di conseguenza le deformazioni elastiche non influiscono sulla geometria della pista di rotolamento, le quali vengono considerate idealmente circolari.

Per simulare l'ingranamento tra due ruote dentate si utilizza il *joint gear*. Questo *joint* definisce una connessione ad ingranaggi cilindrici (a denti dritti oppure a denti elicoidali). Questo *joint*(Fig. 2) utilizza l'approccio forza-movimento agente lungo la linea di azione o retta di spinta (che coincide con la normale ai due profili coniugati dei denti), e permette di tenere in conto i seguenti effetti:

- *backlash*, ovvero cambiamento di contatto tra i fianchi *driving* e *backlash* (sorgente di *gear rattle* e *gear hammering*)

- *meshing stiffness*, ovvero rigidezza di contatto variabile durante l'ingranamento (errore di trasmissione dinamica che è sorgente del *gear whine*)
- *damping*, ovvero smorzamento nel gioco di contatto "*backlash area*" e nel contatto fianco solido (cioè nel contatto fra i fianchi solidi dei denti)
- influenza degli spostamenti radiali/assiali sulla connessione da parte dei nodi dei *body* connessi con il joint)

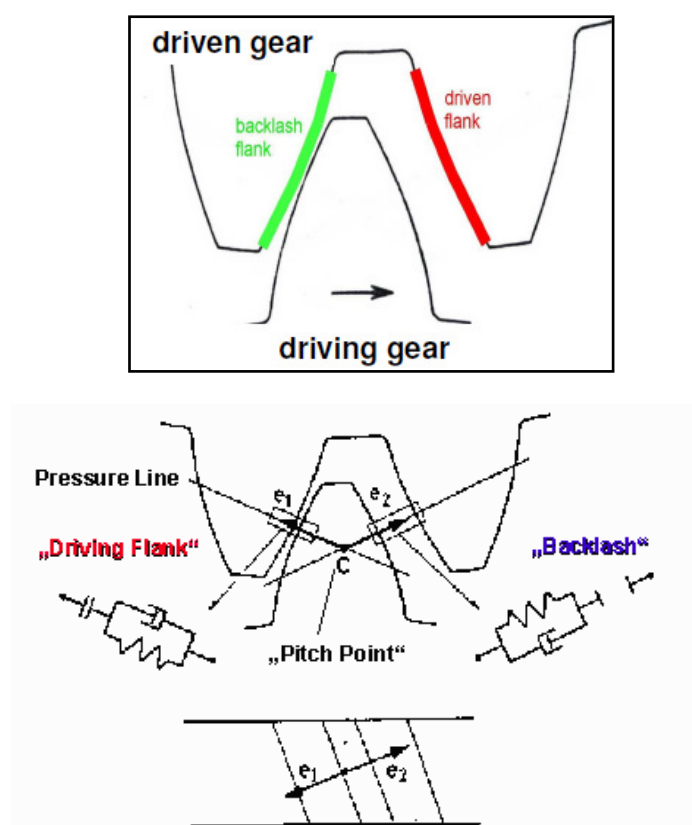


Figura 2 - Schema del *joint gear*.

Restrizioni:

- non possono essere valutati gli effetti relativi alla larghezza dei denti delle ruote inserite nel modello;
- la valutazione della connessione delle ruote si basa sul presupposto che il “*Pitch Point*”, sulla circonferenza di testa, nonché la linea di azione restano fissi rispetto al sistema di riferimento globale, pertanto non possono essere considerate eventuali variazioni della direzione di contatto durante l’ingranamento;
- la valutazione della connessione marcia si basa sul presupposto che il punto di tono così come la linea pressione rimane fissa rispetto al coordinate globale sistema. Quindi fasi ingranaggi con linee di pressione con ingranaggi in movimento (ad esempio per il set di ingranaggi a planetario) non possono essere prese in considerazione

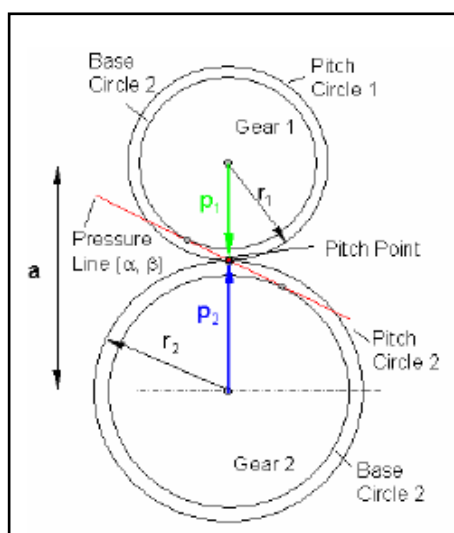


Figura 3 - Schema di ingranamento.

Durante il calcolo “dinamico” il movimento relativo tra le due ruote dentate, con riferimento ai *pitch point* di ciascuna ruota e misurato lungo la linea di azione, consente di determinare le forze di contatto.

Per quel che riguarda la rigidezza d'ingranamento, si considera la rigidezza calcolata in automatico dal codice Excite, previo inserimento di opportuni dati geometrici caratteristici della dentatura, con il metodo empirico di Niemann.

Il confronto fra le misurazioni ha mostrato che il metodo di Niemann sovrastima di solito la rigidità, per cui viene adottato un fattore di correzione pari a 0.5.

Inoltre, vengono definiti automaticamente, in base alla rigidità calcolata (*meshing stiffness cmesh*), il “*damping of tooth mesh*” ed il “*damping in backlash range*”, cioè lo smorzamento della mesh dente e lo smorzamento nel gioco. Lo smorzamento lungo il fianco solido di contatto viene calcolato mediante la “*Lehr's equation*”:

$$d_{\text{mesh}} [\text{Ns/m}] = 2D \cdot \sqrt{\frac{C_{\text{mesh}} \theta_1 \theta_2}{r_1^2 \theta_1 + r_2^2 \theta_2}} \quad (1)$$

dove:

- D *damping* relativo
- C_{mesh} rigidezza [N/m]
- θ_1 e θ_2 inerzie in [Kg m²]
- r_1 ed r_2 i raggi [m]

I valori di “*Damping in backlash range*” sono proporzionali a d_{mesh} mediante una relazione che viene chiamata legge dei 2/3:

$$d_0 = \frac{2}{3} d_{mesh}; d_{10} = \frac{2}{3} d_0; d_{20} = \frac{2}{3} d_{10}; d_{30} = \frac{2}{3} d_{20}; d_{40} = 0.$$

Introducendo la flessibilità degli alberi del cambio, si tengono in conto le sollecitazioni dovute alla deformabilità degli stessi, che si trasmettono, mediante i cuscinetti alla scatola cambio. Tali sollecitazioni sono causate dalle irregolarità di moto dell'albero motore. Nel modello *multibody* si sono inseriti come elementi flessibili l'albero primario(Fig. 4) e secondario del cambio(Fig. 5). In questi modelli le ruote dentate di pezzo con gli alberi ed i sincronizzatori sono stati considerati come masse ed inerzie concentratae.

Il modello FEM dell'albero primario presenta 7406 nodi e 24766 elementi. Mentre la mesh dell'albero secondario presenta 7191 nodi e 24475 elementi(Fig. 6).

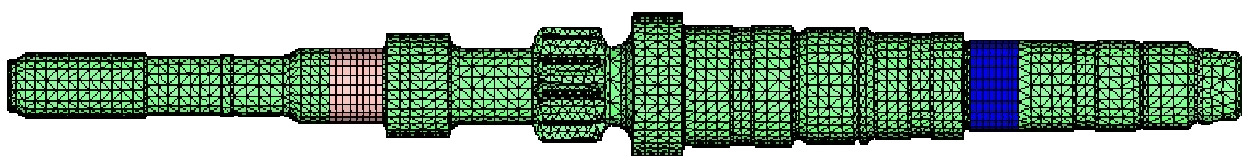


Figura 4 - Modello FEM albero primario.

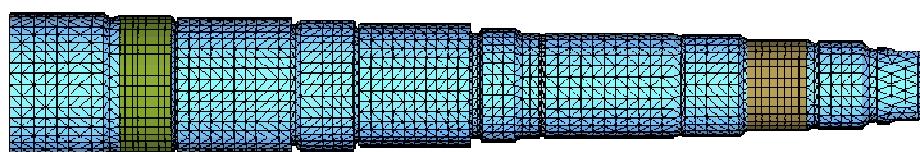


Figura 5 - Modello FEM albero secondario.

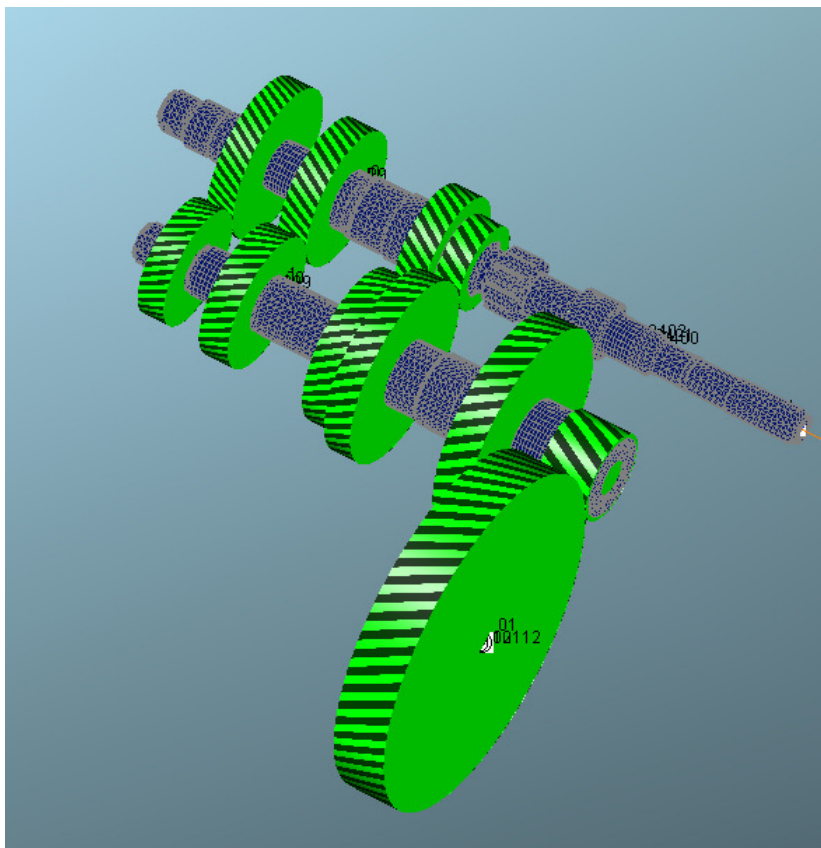


Figura 6 - Modello FE degli alberi primario e secondario in Excite con i *joint gear*.

4.3 GEAR RATTLE

Il *Gear Rattle* è una rumorosità d'impatto caratteristica delle trasmissioni meccaniche, dovuta al movimento relativo e al conseguente urto dei denti

accoppiati di un ingranaggio in cui una delle due ruote è “folle”. Il movimento relativo tra le ruote è dovuto al gioco, tra i denti, necessario a permettere eventuali dilatazioni termiche e per compensare errori di produzione. Il *gear rattle* è causato dalla fluttuazioni della velocità angolare la quale determina movimento relativo tra i denti delle ruote ingrananti, che urtando l'uno contro l'altro danno luogo ad una rumorosità di tipo impulsivo. Questo tipo di rumore interessando tutte le frequenze più sensibili dell'orecchio umano costituisce un problema di comfort acustico. Il rumore generato dagli ingranaggi si trasmette per via *aerea* con una variazione locale di pressione che si diffonde attraverso l'aria nel vano motore fino a giungere nell'abitacolo, e per via strutturale con la propagazione delle vibrazioni torsionali e flessionali dei denti a contatto.

Il fenomeno del *Gear rattle* è associato alle vibrazioni torsionali delle ruote dentate ingrananti. Tali vibrazioni sono causate dall'irregolarità di moto dell'albero motore dovuta alla periodicità di funzionamento del motore.

(La coppia trasmessa dall'albero motore è periodica ma non armonica, per cui essendo soddisfatte le condizioni di Dirichlet, può essere sviluppata in serie di Fourier, in una somma di armonica di una determinata ampiezza e frequenza. Per un motore 4 tempi le armoniche principali sono multiplo del doppio della velocità angolare dell'albero motore. Quando la frequenza di una delle armoniche principali della coppia motrice coincide con quella naturale

dell'albero motore esso va in risonanza accentuando l'irregolarità della coppia trasmessa)

Il *rattle* si manifesta in vari *step* di contatto fra la ruota conduttrice e la ruota condotta. Di seguito sia analizzano i vari *step* di contatto tra le dentature accoppiate di un ingranaggio in cui si realizza una rumorosità di *rattle*, con riferimento all'andamento sinusoidale della velocità di rotazione di un motore a combustione interna a quattro tempi e quattro cilindri (fig. 8).

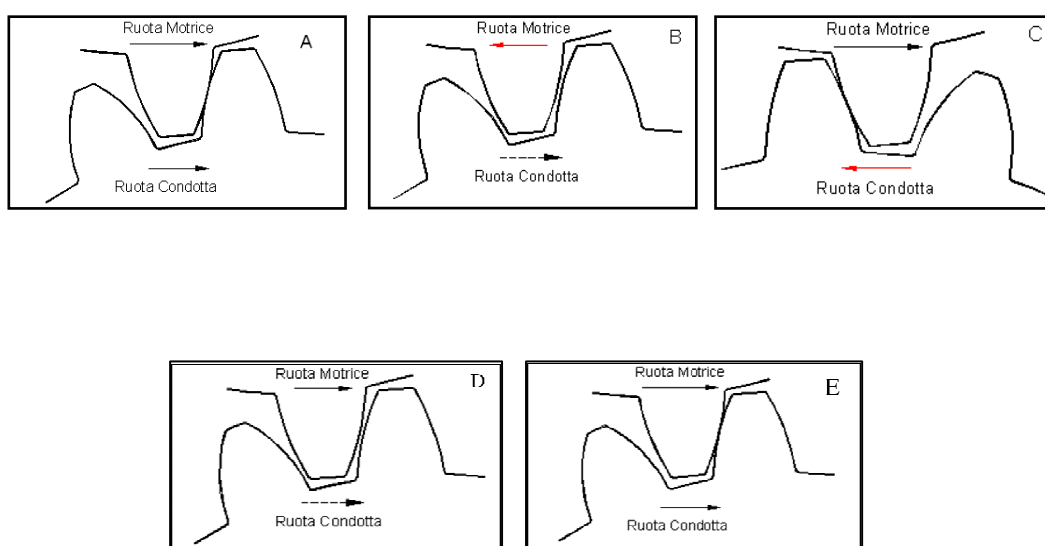


Figura 7 – Step di contatto fra ruota conduttrice e condotta.

Nel primo *step* (Fig. 7A) la ruota conduttrice accelera e trascina con se la ruota condotta, imprimendole un'accelerazione. Nel secondo *step* (Fig. 7B) la ruota conduttrice inizia a decelerare, pertanto la ruota condotta, non segue il moto

della conduttrice, perché lo spazio lasciato libero dal gioco tra i denti le permette di continuare, per inerzia, la rotazione. Nel terzo *step* (Fig. 7C) il fianco del dente condotto incontra il corrispettivo dente conduttore: la ruota condotta sarà costretta a rallentare, adattandosi al moto impostole dalla conduttrice.

Nel quarto *step* (Fig. 7D) avviene nuovamente il distacco a causa della nuova accelerazione della ruota conduttrice mentre la ruota condotta continua a ruotare, in direzione opposta, a velocità angolare costante. Nel quinto *step* (Fig. 7E) la ruota motrice incontra nuovamente quella condotta, provocando la rumorosità. A questo punto il fenomeno si itera.

L'impulso prodotto sui denti genera anche una componente assiale, che porta la ruota folle a muoversi entro il gioco consentito, fino ad urtare il suo anello di spinta; ogni impatto torsionale è quindi seguito da un impatto assiale di intensità minore.

Quindi, si può affermare che gli urti tra i denti di un ingranaggio si verificano ogni volta che in una trasmissione, l'accelerazione angolare è sufficientemente elevata da rendere la coppia d'inerzia della ruota condotta maggiore della sua coppia resistente.

4.4 ANALISI DEI RISULTATI DEL MODELLO MULTIBODY

Il calcolo dinamico è stato effettuato in V marcia in regime stazionario a 4000 rpm, cioè considerando costante il regime di rotazione dell'albero motore.

Gli ingranaggi di I, II, III, e IV marcia sono stati considerati in folle.

Sono state determinate le irregolarità di moto in velocità per tutte le ruote ingrananti, relative alla I, II, III, IV, V marcia, e le forze con cui i cuscinetti degli alberi di trasmissione sollecitano la scatola cambio.

Per quel che riguarda le irregolarità di moto in velocità dalla I alla IV marcia (Fig. 8 – 11), si rileva come sia visibile il fenomeno del *gear rattle*, definito dall'andamento caratteristico a “scalino”. Si rileva, inoltre, un andamento non uniforme, causato probabilmente da una risonanza dell'albero di trasmissione primario su cui è necessario effettuare ulteriori approfondimenti.

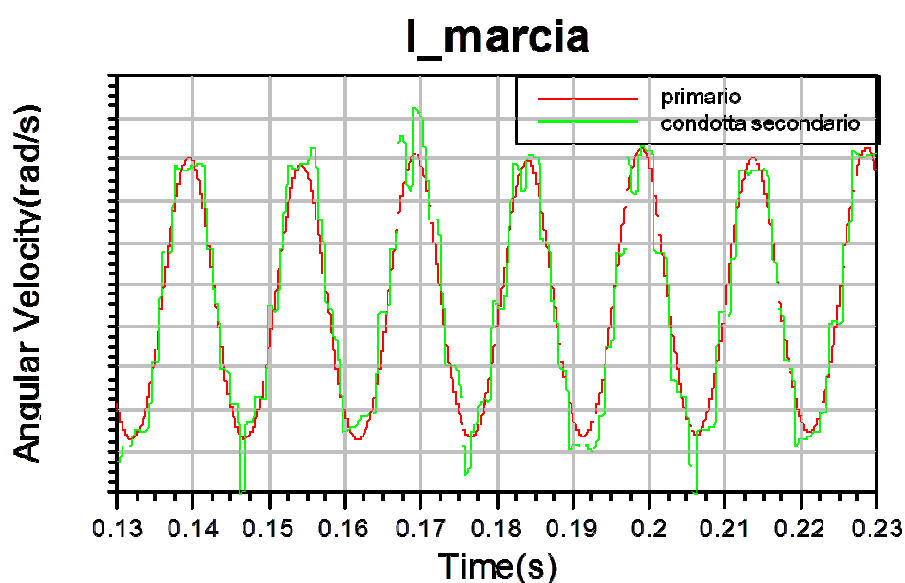


Figura 8 – Irregolarità per l'ingranaggio di I in folle.

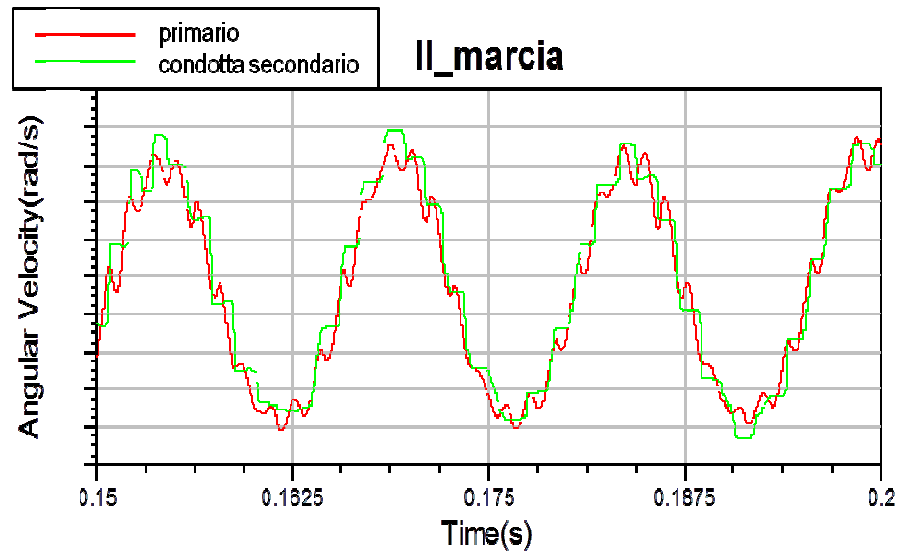


Figura 9 – Irregolarità per l’ingranaggio di II in folle.

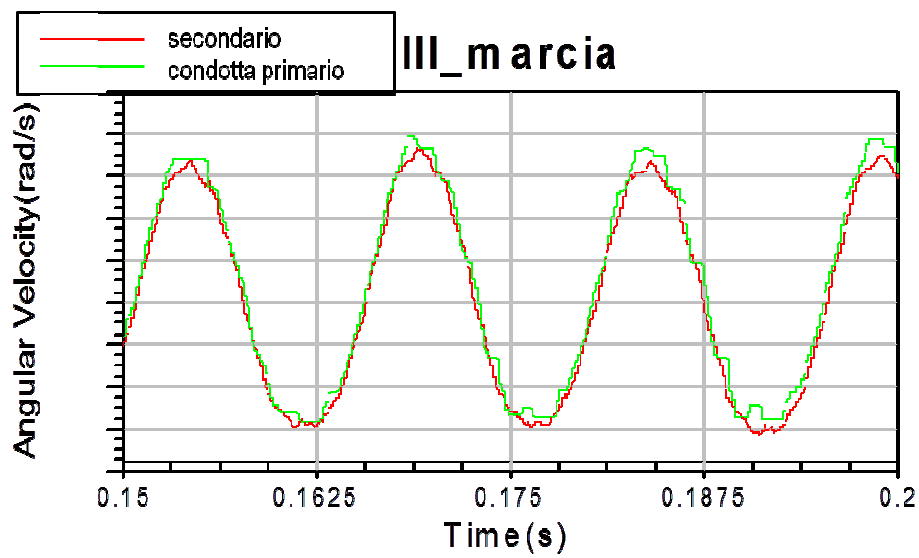


Figura 10 – Irregolarità per l’ingranaggio di III in folle.

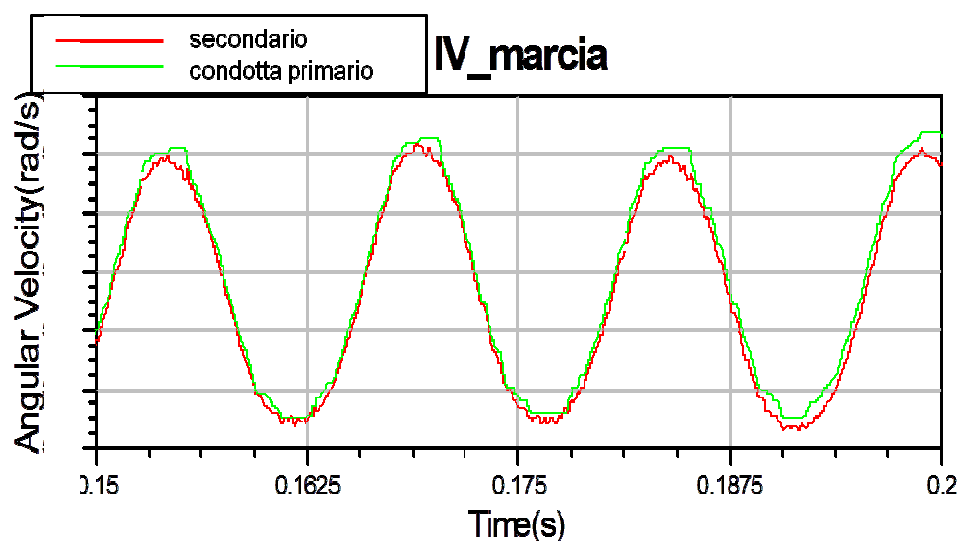


Figura 11 – Irregolarità per l’ingranaggio di IV in folle.

Per quel che riguarda la V marcia non si verifica il fenomeno del *gear rattle*, dato che in questo caso nessuna delle due ruote ingrananti è in folle. L’irregolarità è comunque influenzata oltre che della coppia motrice anche dal *gear rattle* relativo agli ingranaggi di I, II, III e IV.

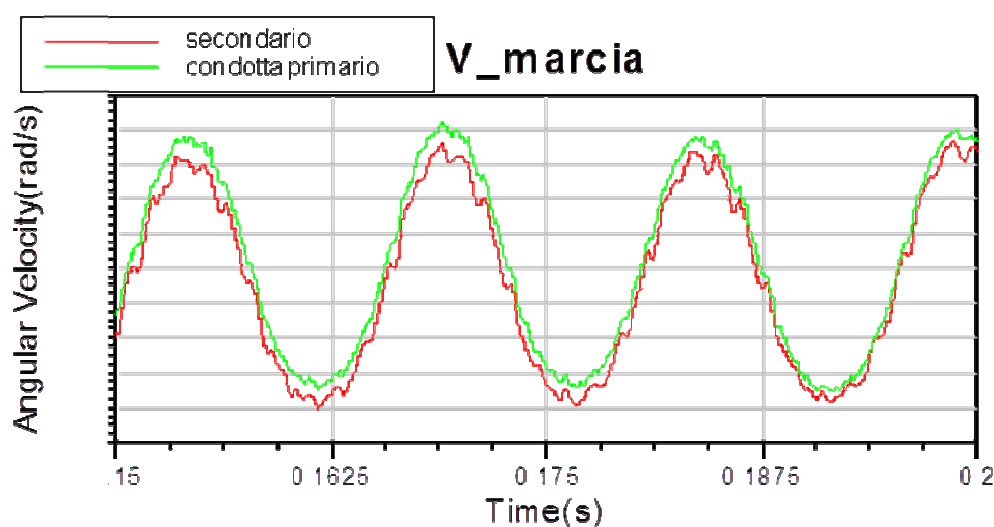


Figura 11 – Irregolarità per l’ingranaggio di V.

Per le forzanti dei cuscinetti è stato considerato l'intervallo 1000-4000 Hz il risulta essere quello di maggior interesse dal punto di vista acustico (Fig. 12 – 15). Si nota che i valori maggiori sono relativi all'intervallo di frequenza 1250 – 1750 Hz e fra 2400 – 2500 Hz. Bisogna osservare che intorno ai 2500 Hz c'è un maggiore addensamento di valori, considerando nel complesso i risultati relativi ai 4 cuscinetti. Quindi il picco di forza intorno ai 2500 Hz risulta essere più significativo.

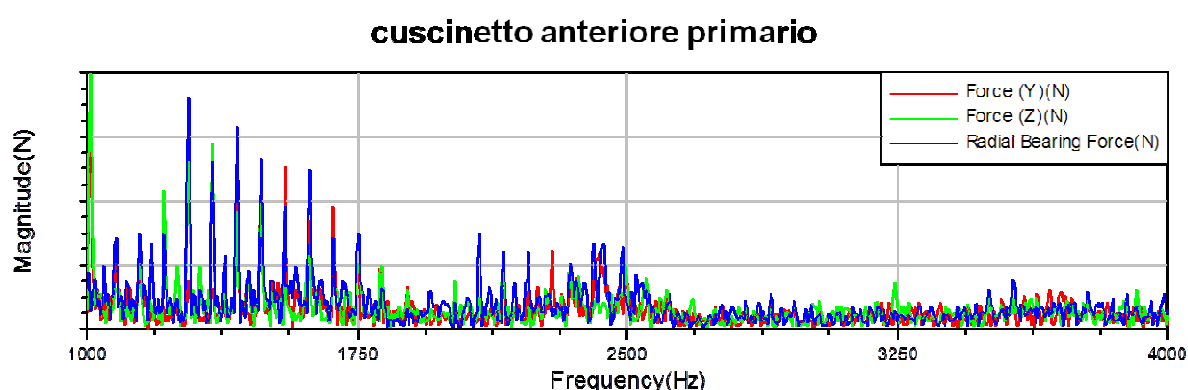


Figura 12 – Forzanti cuscinetto anteriore primario.

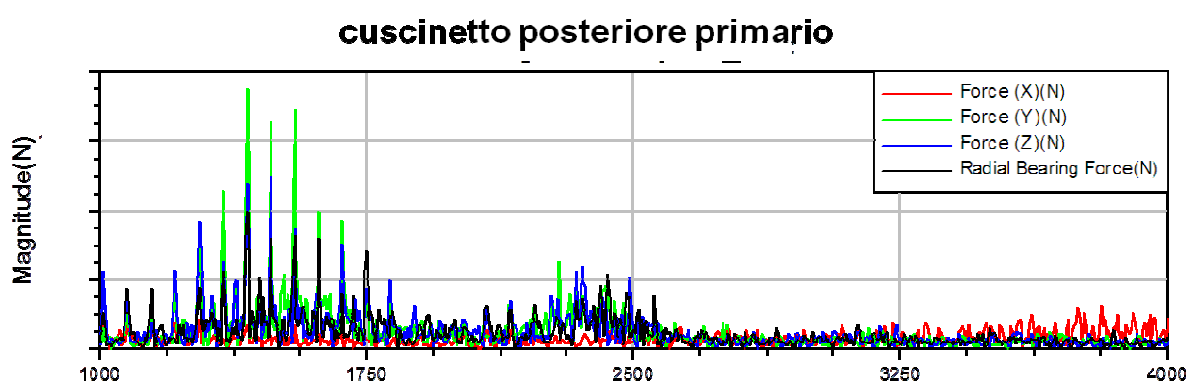


Figura 13 – Forzanti cuscinetto posteriore primario.

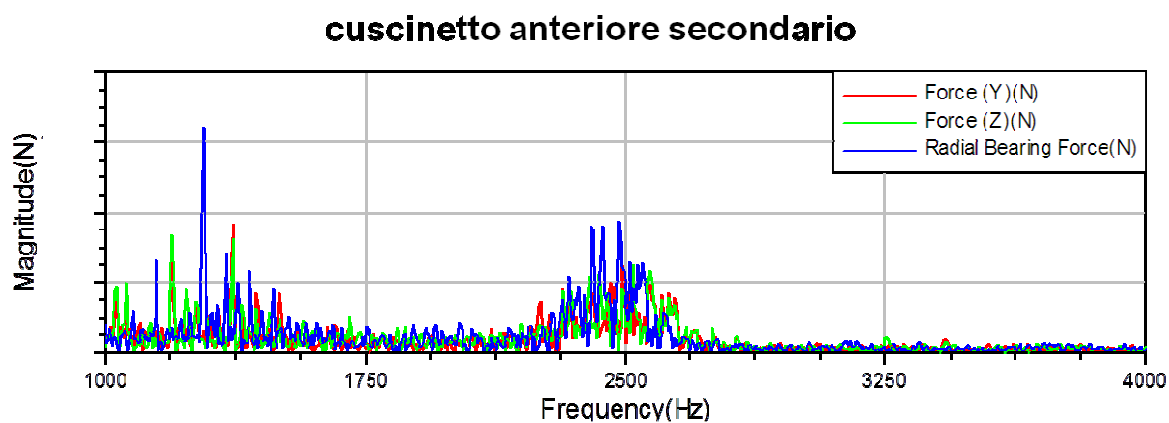


Figura 14 – Forzanti cuscinetto anteriore secondario.

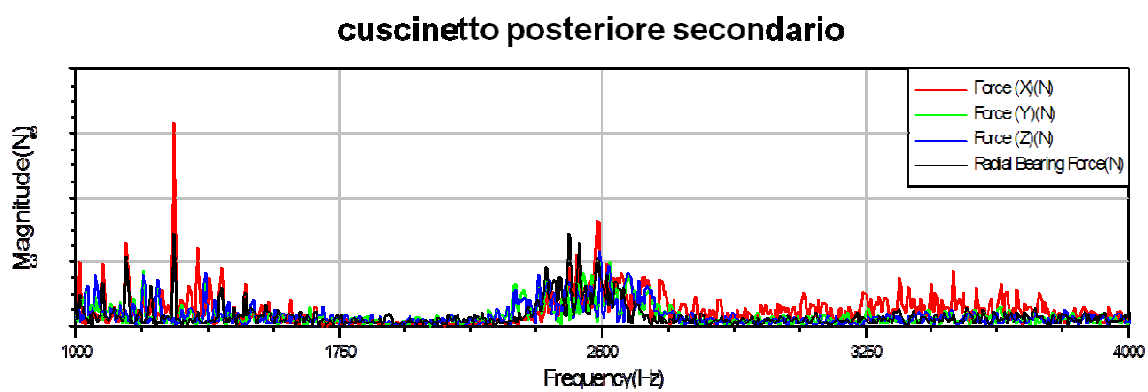


Figura 15 – Forzanti cuscinetto posteriore secondario.

4.5 ANALISI ACUSTICA

Per l'analisi acustica, è stata modellata agli FE l'intera scatola cambio (Fig. 16) comprendente: supporto unione, scatola ruotismi, coperchio cambio, coperchio comando, scatola differenziale, differenziale, albero primario e albero secondario, anche primario, secondario e differenziale. Gli ingranaggi e i sincronizzatori sono stati schematizzati come masse concentrate. Di tale modello è stato effettuato il calcolo modale, che ha costituito la base modale per l'analisi acustica.

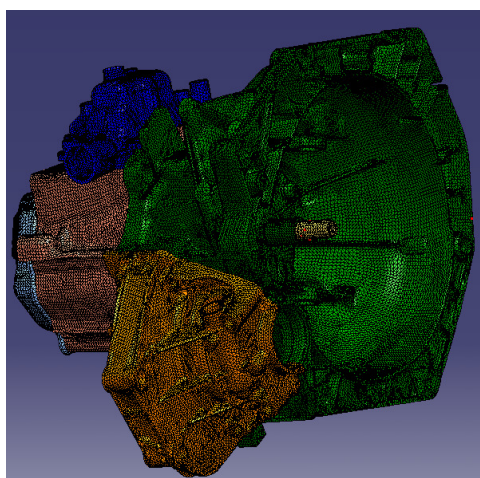
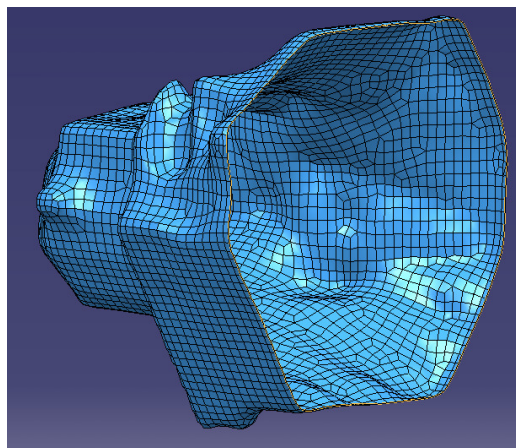


Figura 16 – Modello FEM per la base modale.

Determinata la risposta in frequenza su base modale, e' stato considerato il modello BEM della scatola cambio (Fig. 17) comprendente supporto unione, scatola ruotismi, coperchio scatola ruotismi.



Figa 17 – Modello BEM della scatola cambio .

Per effettuare l'analisi acustica sono stati applicate, in corrispondenza degli alloggiamenti dei cuscinetti degli alberi primario e secondario cambio, le forze esercitate dai cuscinetti sulla scatola cambio e ricavate mediante il calcolo *multibody*. La rilevazione dell'emissione acustica avviene disponendo 5 microfoni a distanza di 1 metro dalla scatola cambio (Fig. 18).

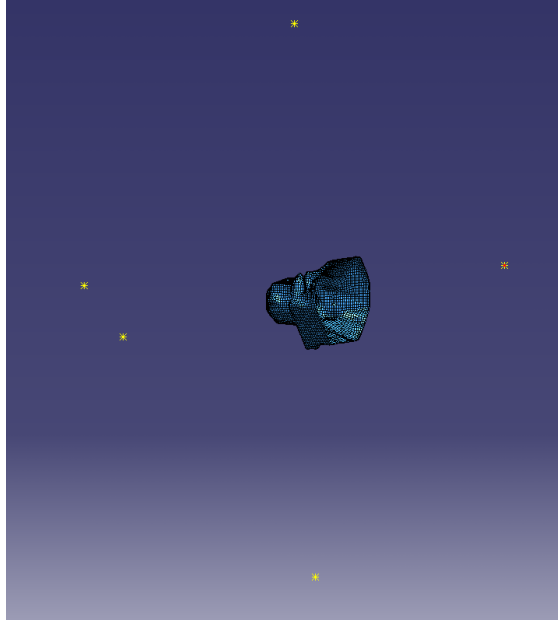


Figura 18 – Disposizione dei microfoni per la rilevazione della pressione acustica .

E' stata così determinata la pressione acustica nell'intervallo di frequenza 1000 – 4000 Hz, dato che i modi acustici al di fuori di tale *range* non sono rilevanti. I diagrammi di pressione acustica considerati (Fig. 19, 20) consentono di individuare un picco di pressione in corrispondenza dei 2500 Hz, coerentemente con le rilevazioni fatte precedentemente riguardo alle forzanti dei cuscinetti.

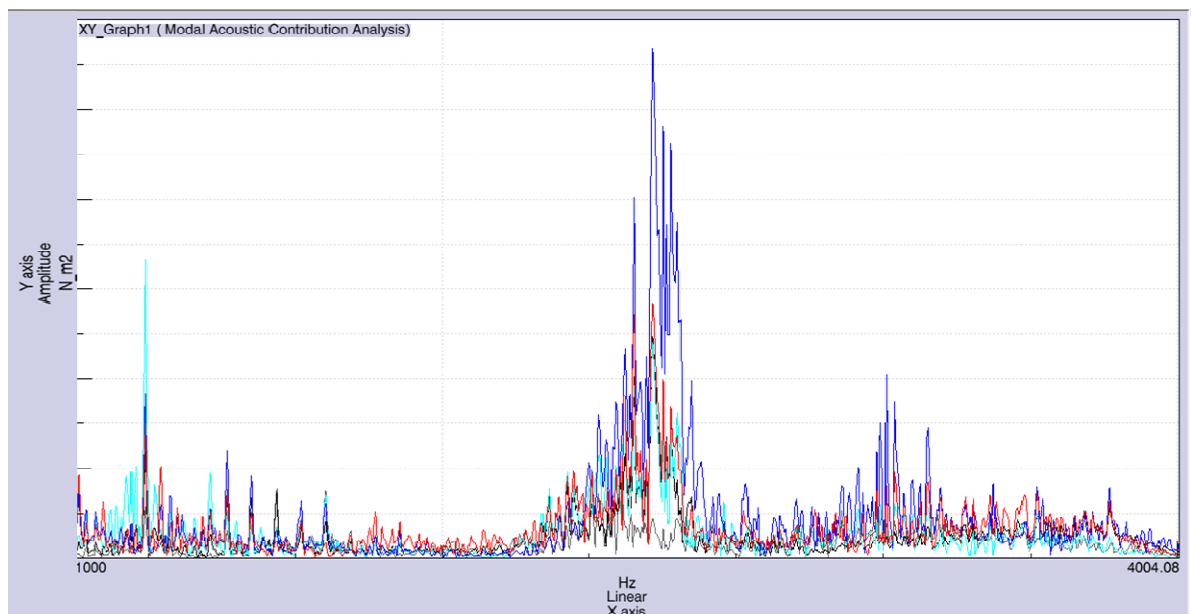


Figura 19 – Pressiona acustica.

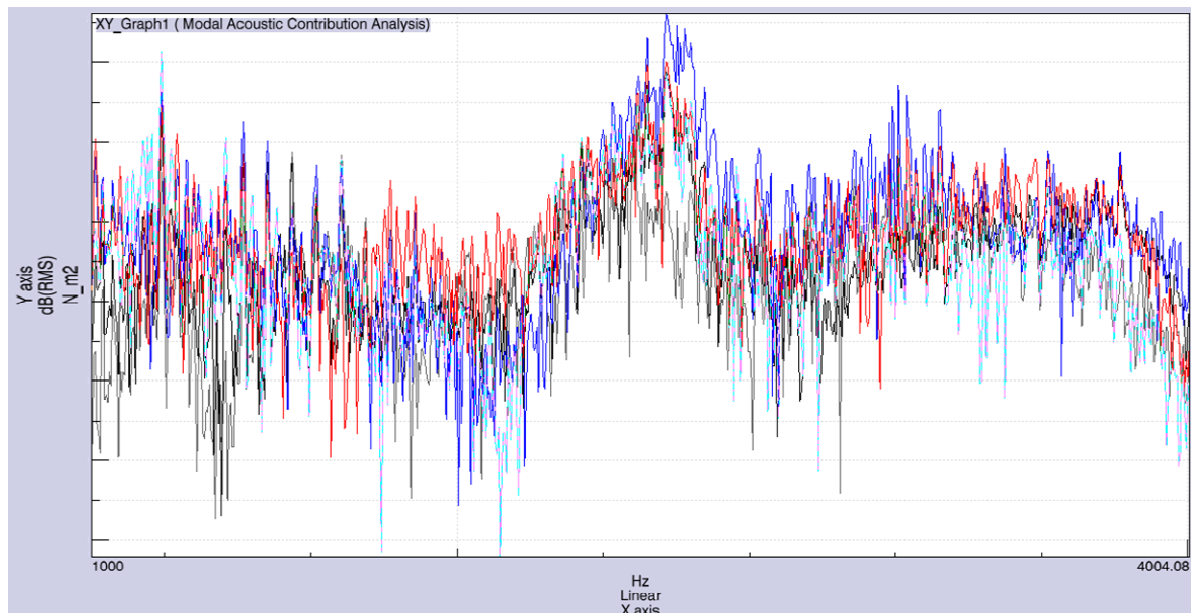


Figura 20 – Pressiona acustica in dB .

Mediante il diagramma di pressione in terzi d'ottava (Fig. 21) si individua con maggiore precisione il microfono che rileva questo picco di pressione. Tale microfono è situato al di sotto della scatola cambio.

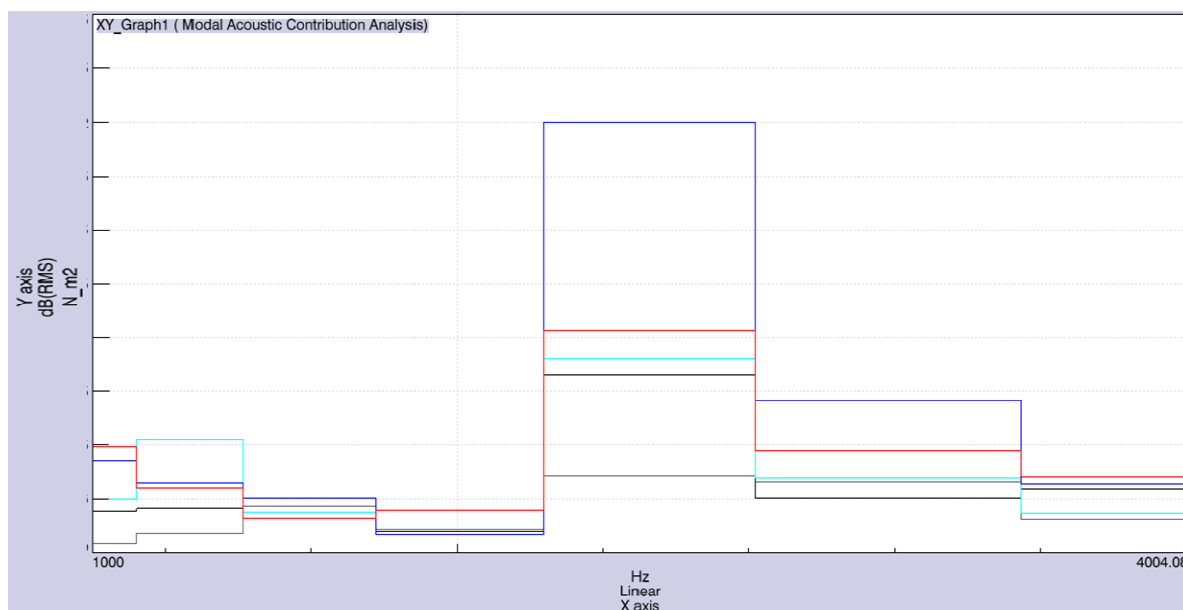


Figura 21 – Pressione acustica in dB in terzi di ottava .

4.6 ANALISI DI CONFRONTO

I risultati ottenuti sono stati confrontati con quelli relativi a due diverse condizioni al contorno, sempre ad un regime di 4000 rpm:

- 50% della pressione nei cilindri
- Ingranaggi I, II, III, IV a gioco nullo

4.6.1 50% DELLA PRESSIONE

Applicando il 50% della pressione si ha una riduzione della coppia agente e questa condizione, come si rileva dai diagrammi I – IV (Fig. 22 – 26), consente al *rattle* di manifestarsi in maniera più netta. Gli andamenti delle irregolarità di moto, inoltre, sono più uniformi riducendosi l'eccitante sul primario.

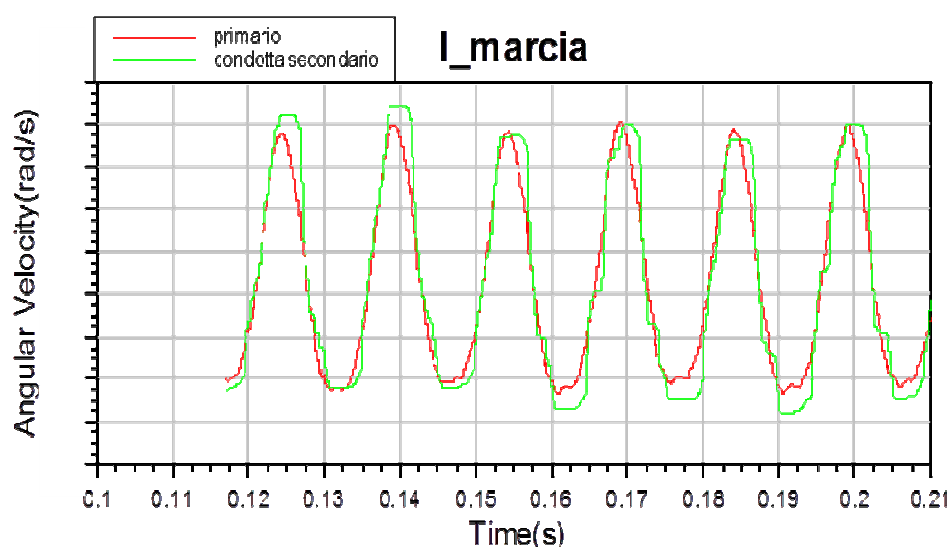


Figura 22 – Irregolarità per l'ingranaggio di I in folle.

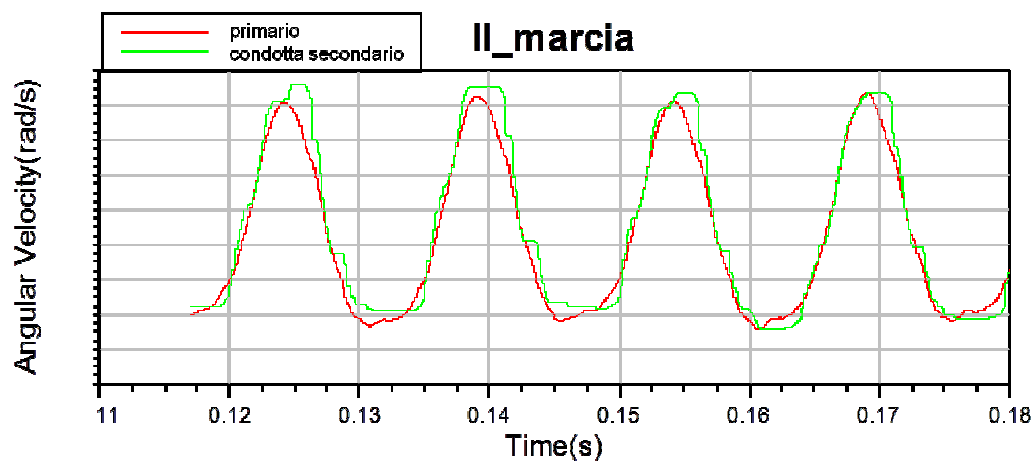


Figura 23 – Irregolarità per l'ingranaggio di II in folle.

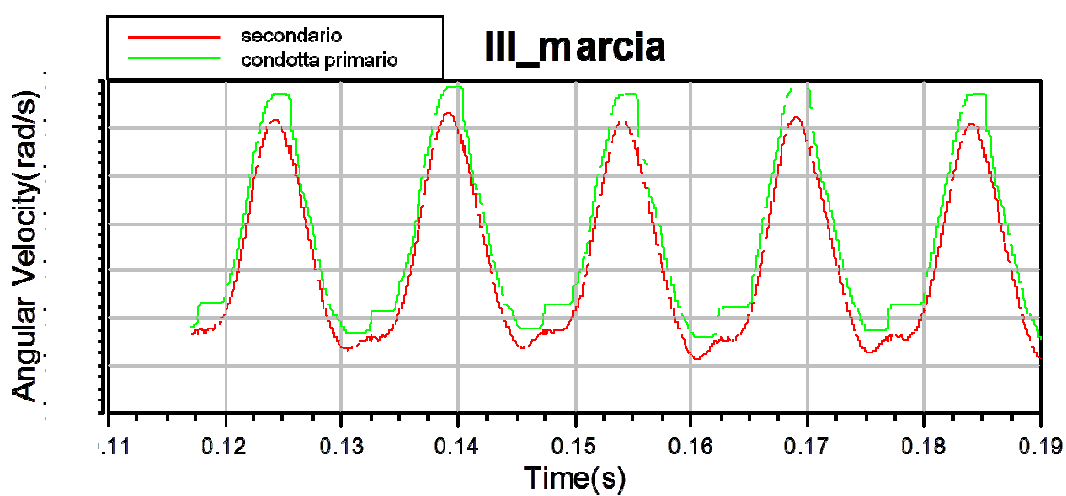


Figura 24 – Irregolarità per l'ingranaggio di III in folle.

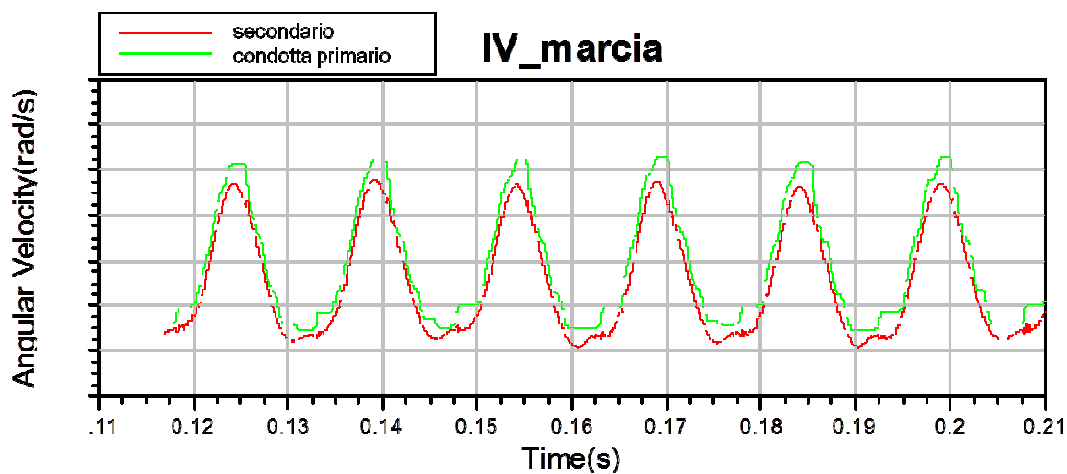


Figura 25 – Irregolarità per l'ingranaggio di IV in folle.

Anche per la V marcia si nota un andamento più regolare per effetto della diminuzione della coppia agente.

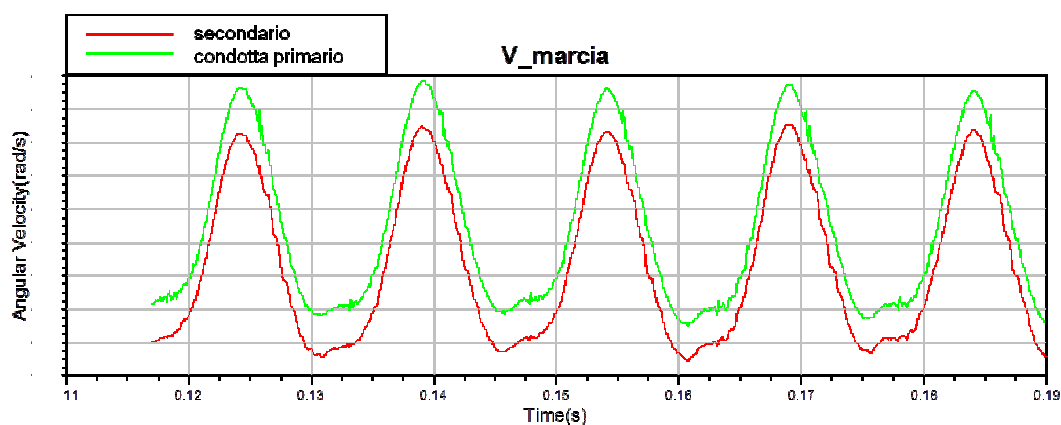


Figura 26 – Irregolarità per l'ingranaggio di V.

La riduzione del carico comporta un generale decremento delle forzanti cuscinetti (Fig. 27 – 30)

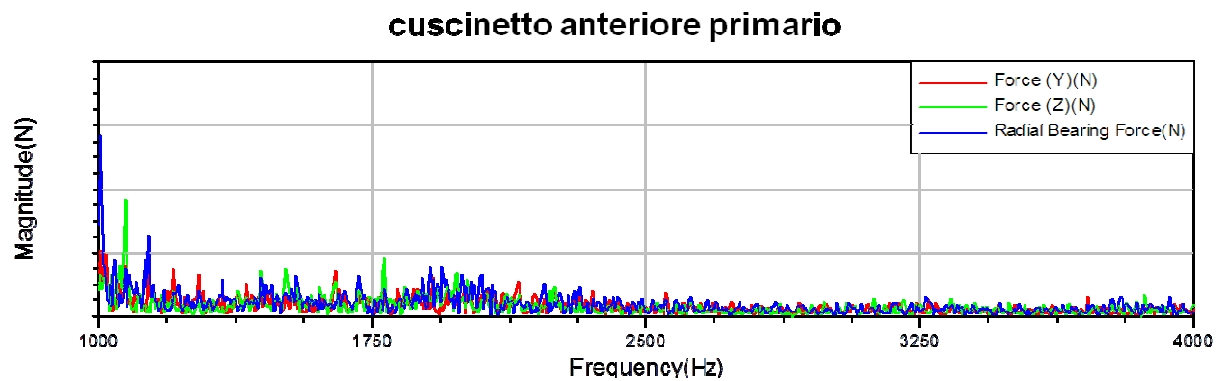


Figura 27 – Forzanti cuscinetto anteriore primario.

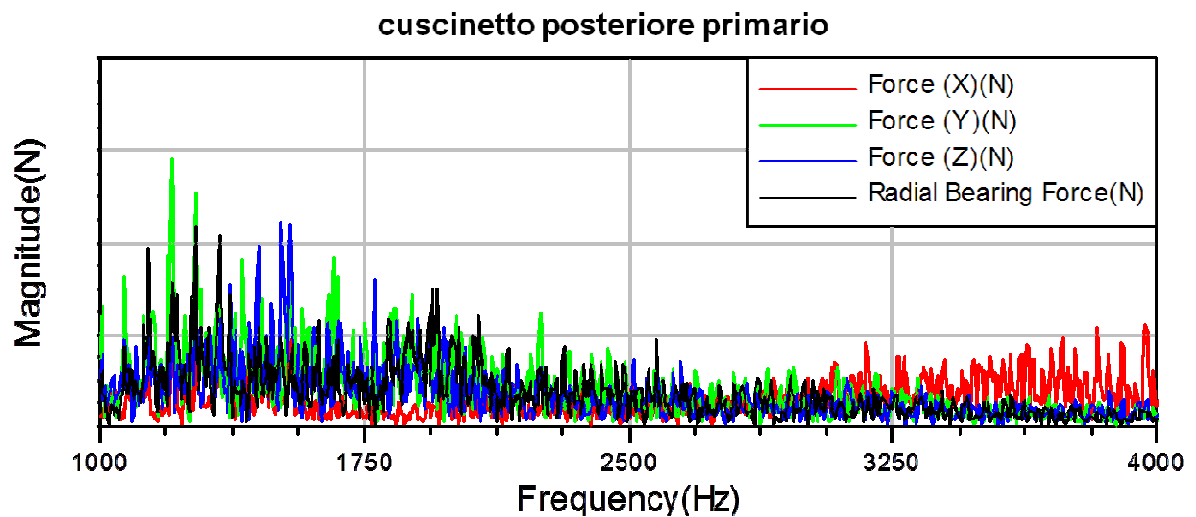


Figura 28 – Forzanti cuscinetto posteriore primario.

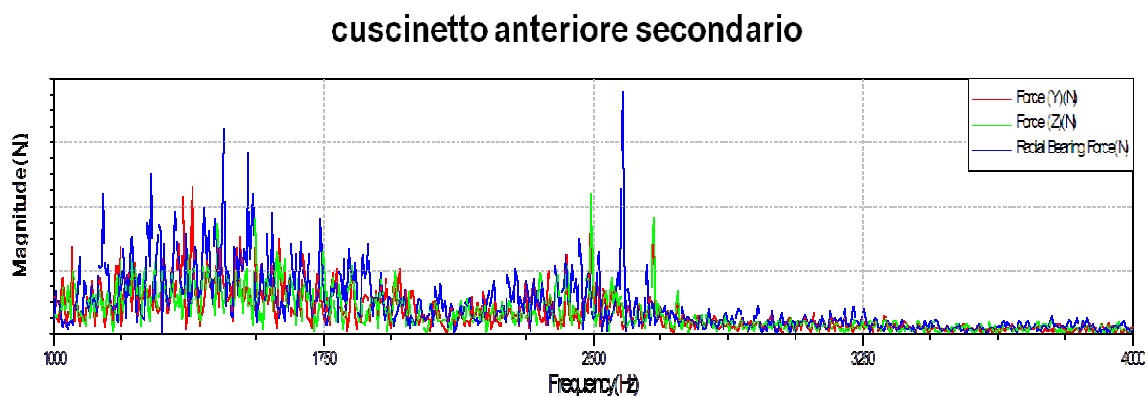


Figura 29 – Forzanti cuscinetto anteriore secondario.

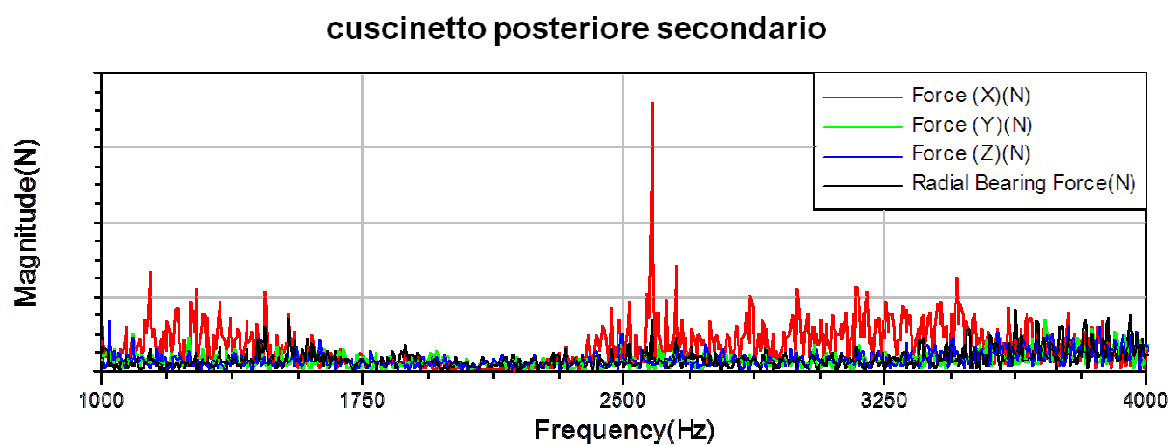


Figura 30 – Forzanti cuscinetto posteriore secondario.

Di conseguenza l'emissione acustica (Fig. 31 – 33) si riduce in modo significativo.

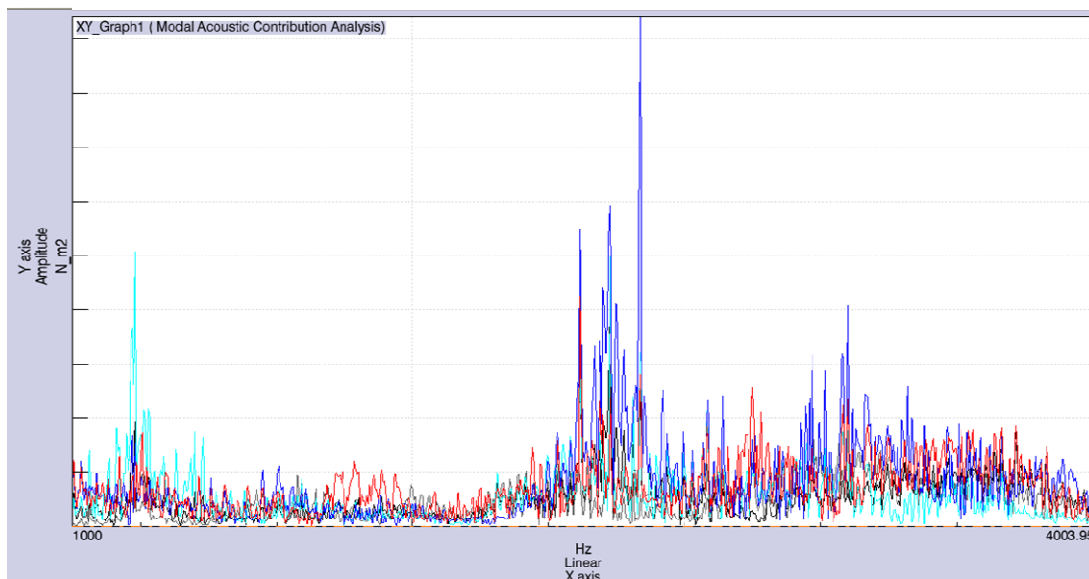


Figura 30 – Pressione acustica.

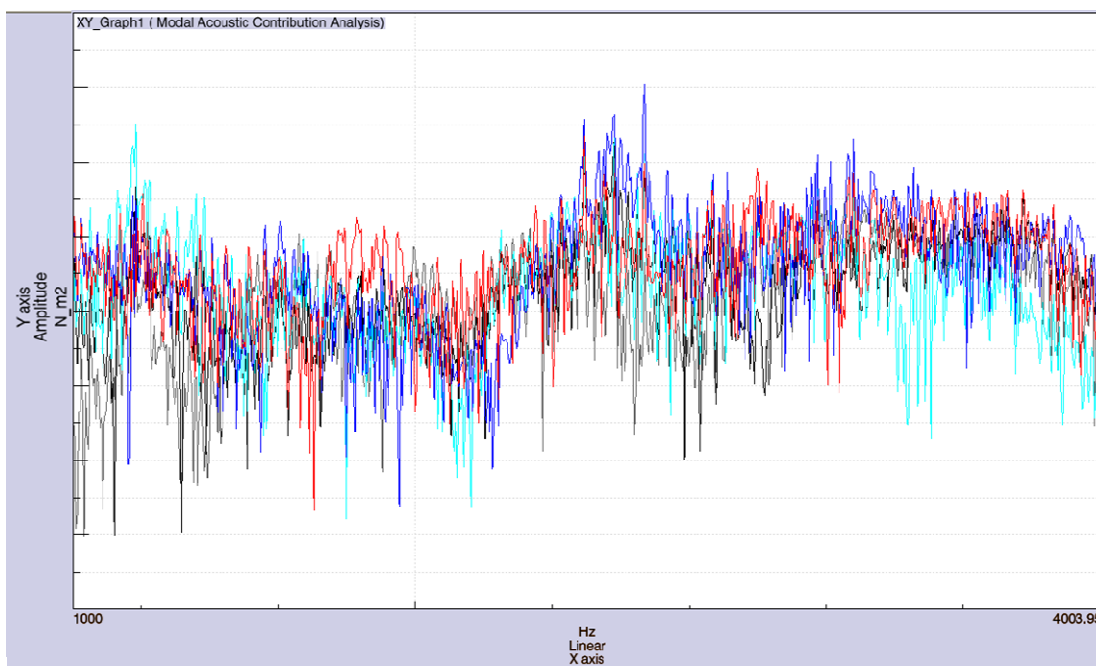


Figura 31 – Pressione acustica in dB.

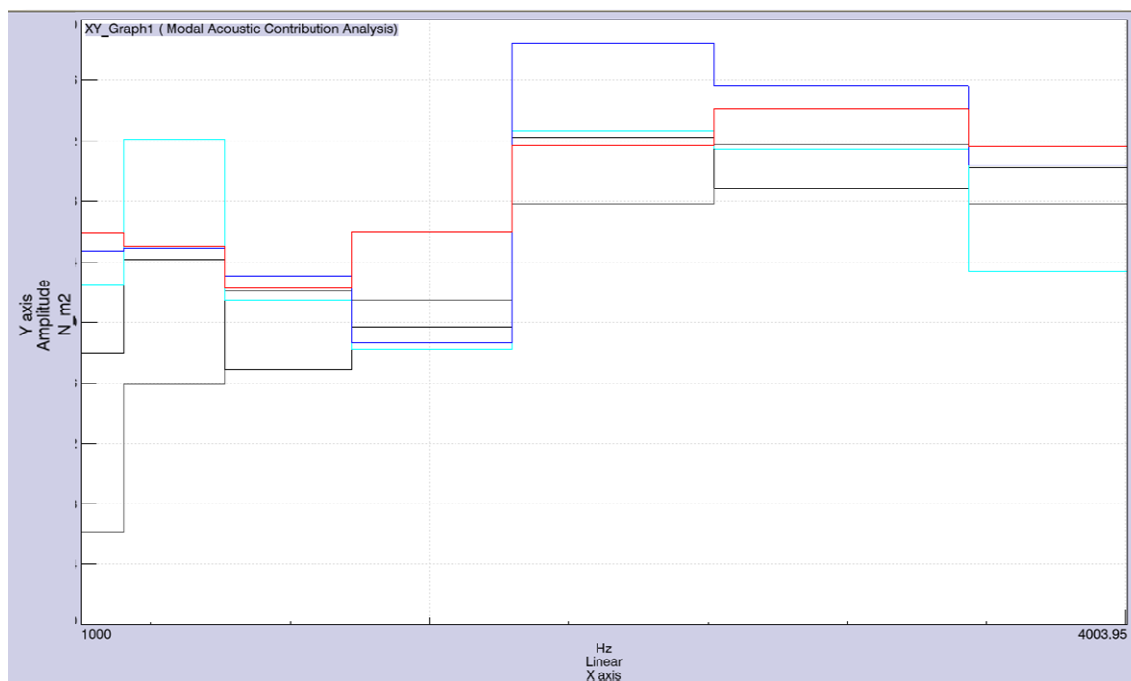


Figura 32 – Pressione acustica in dB in terzi di ottava.

4.6.2 Ingranaggi di I, II, III, IV a gioco nullo

In questo caso con gioco nullo si osserva un andamento più allineato delle curve dato che non c'è *gear rattle* (Fig. 33 – 36). Sulla V si osserva un andamento più regolare dato che le ripercussioni delle altre ruote sono minori.

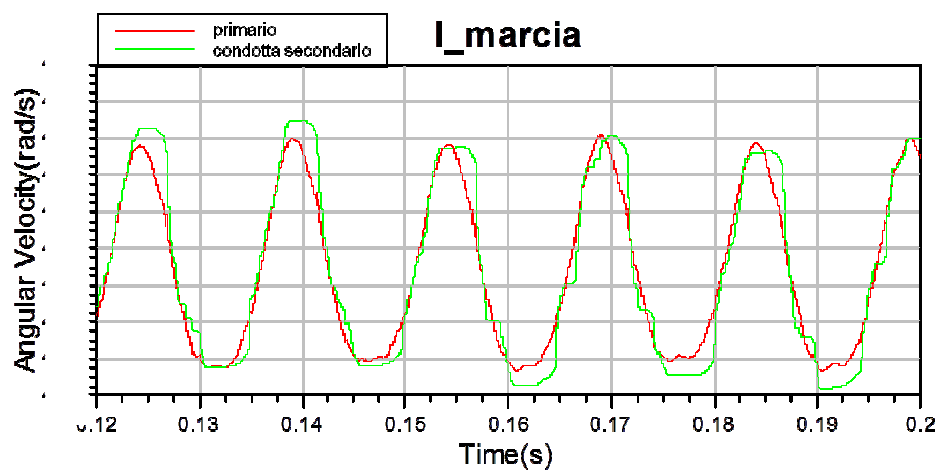


Figura 33 – Irregolarità per l'ingranaggio di I in folle.

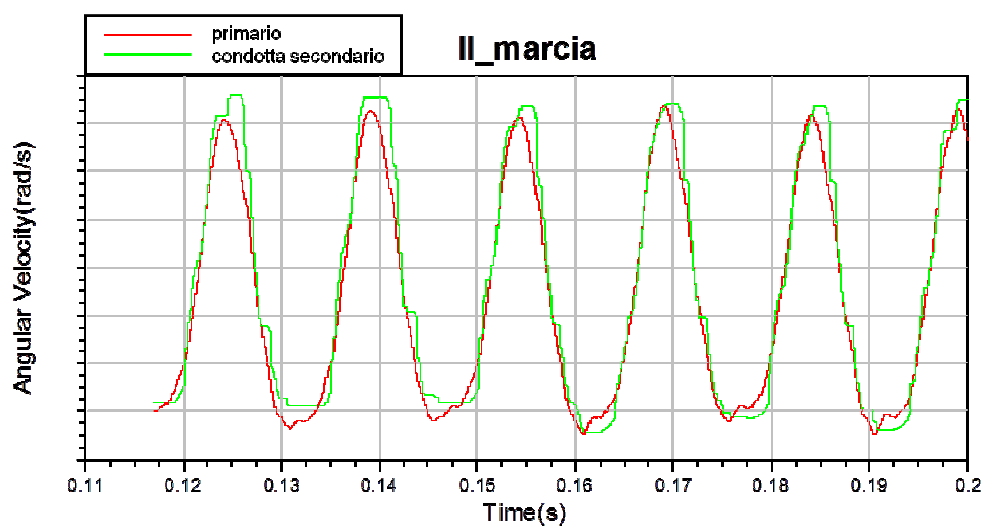


Figura 34 – Irregolarità per l'ingranaggio di II in folle.

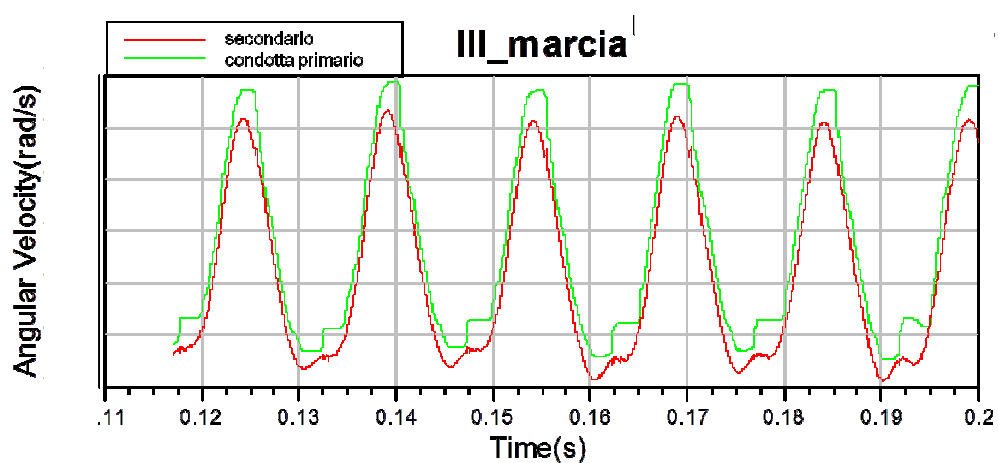


Figura 35 – Irregolarità per l'ingranaggio di III in folle.

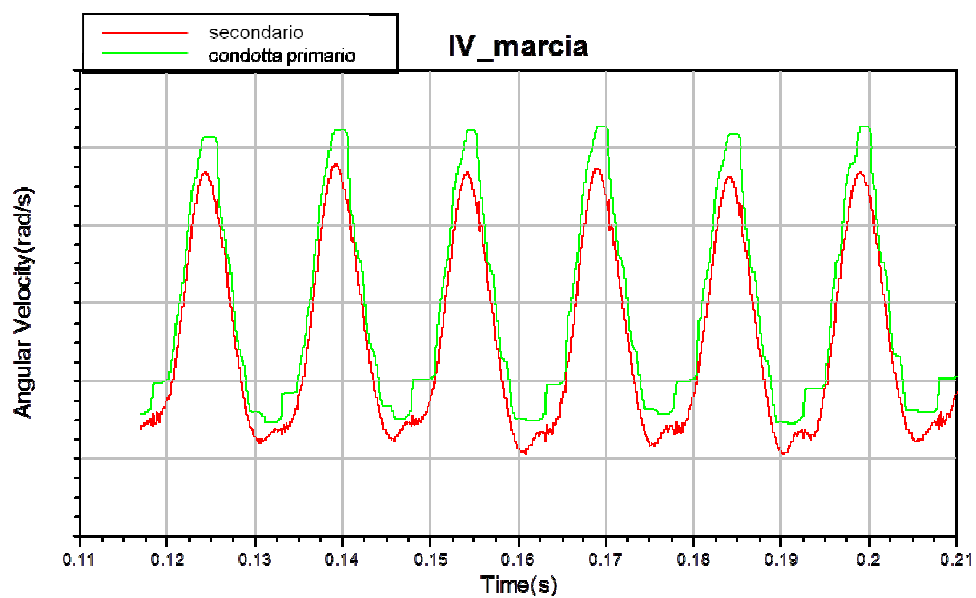


Figura 36 – Irregolarità per l'ingranaggio di IV.

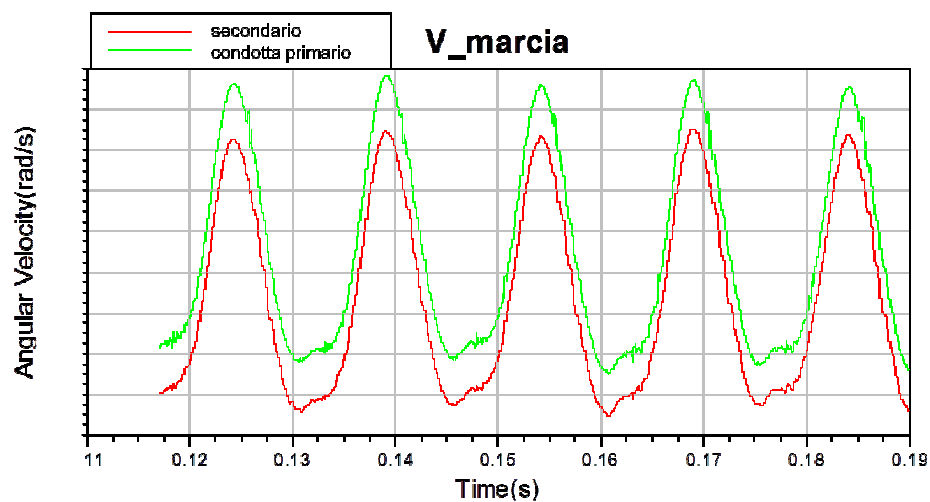


Figura 37 – Irregolarità per l'ingranaggio di V.

L'assenza del *rattle* comporta una globale diminuzione delle eccitanti dei cuscinetti (Fig. 38 – 39).

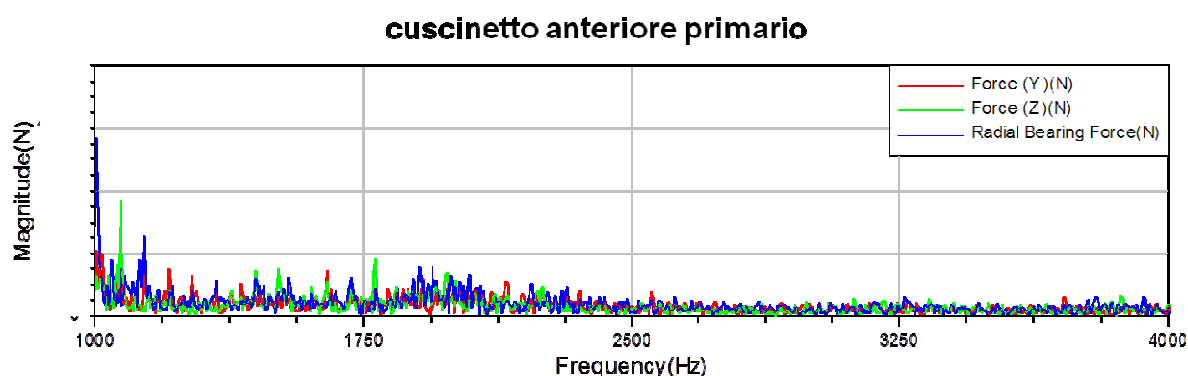


Figura 38 – Forzanti cuscinetto anteriore primario.

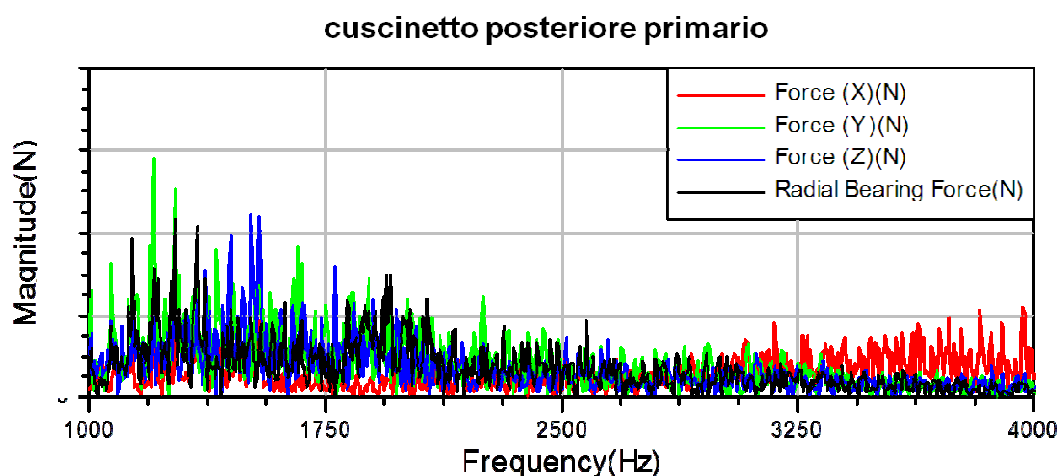


Figura 39 – Forzanti cuscinetto posteriore primario.

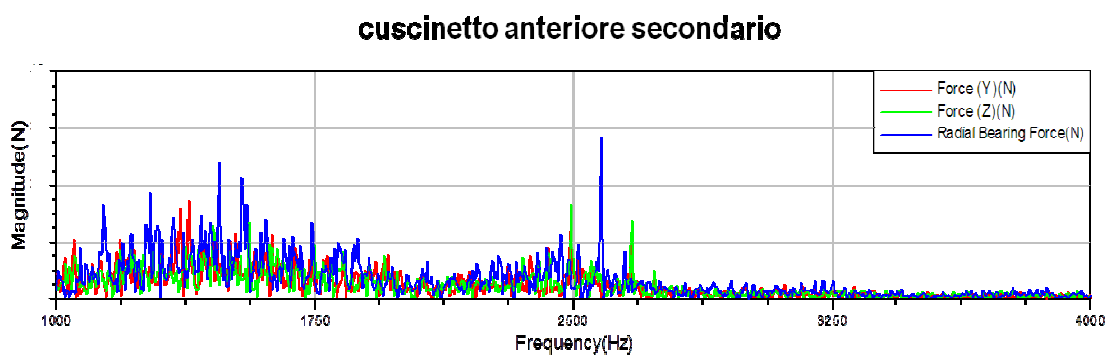


Figura 40 – Forzanti cuscinetto anteriore secondario.

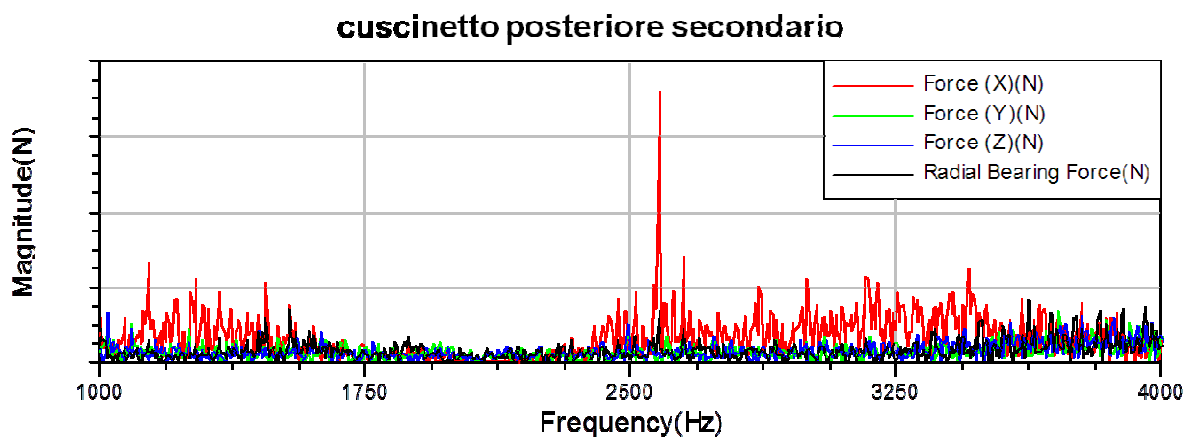


Figura 41 – Forzanti cuscinetto posteriore secondario.

La diminuzione delle forzanti comporta, a sua volta, una diminuzione della pressione acustica rilevata dai microfoni (Fig. 42 – 44).

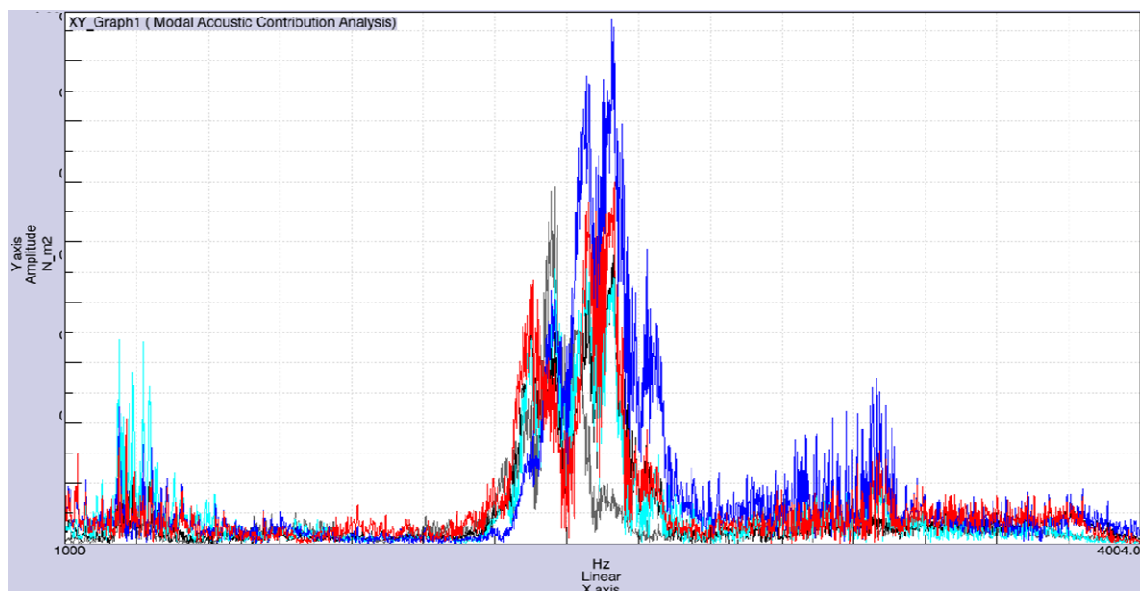


Figura 42 – Pressione acustica.

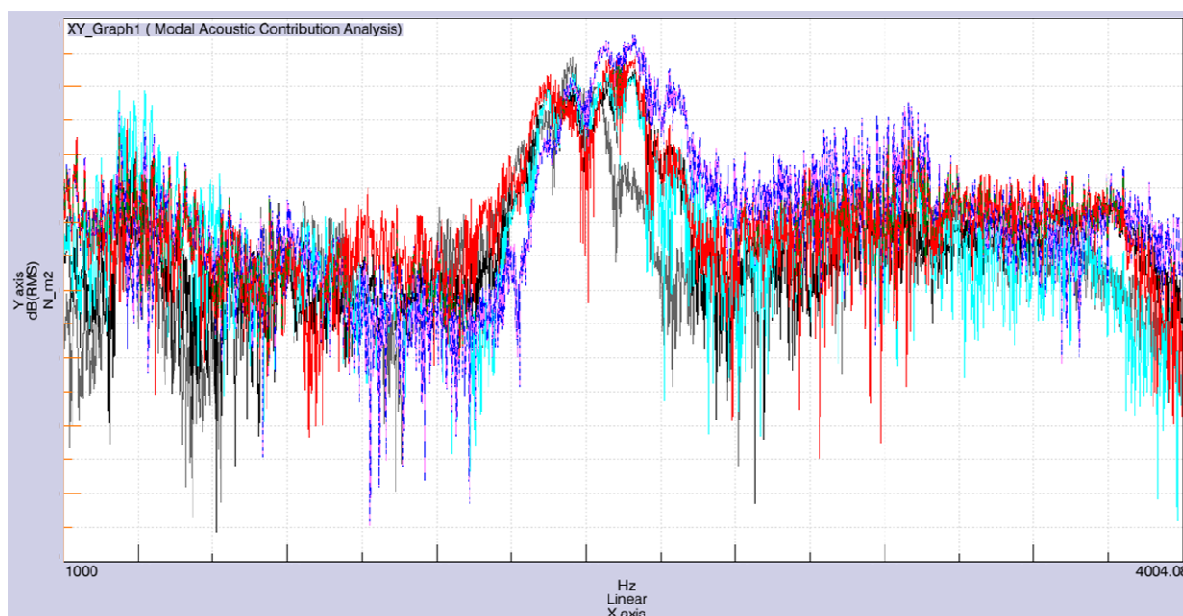


Figura 43 – Pressione acustica in dB.

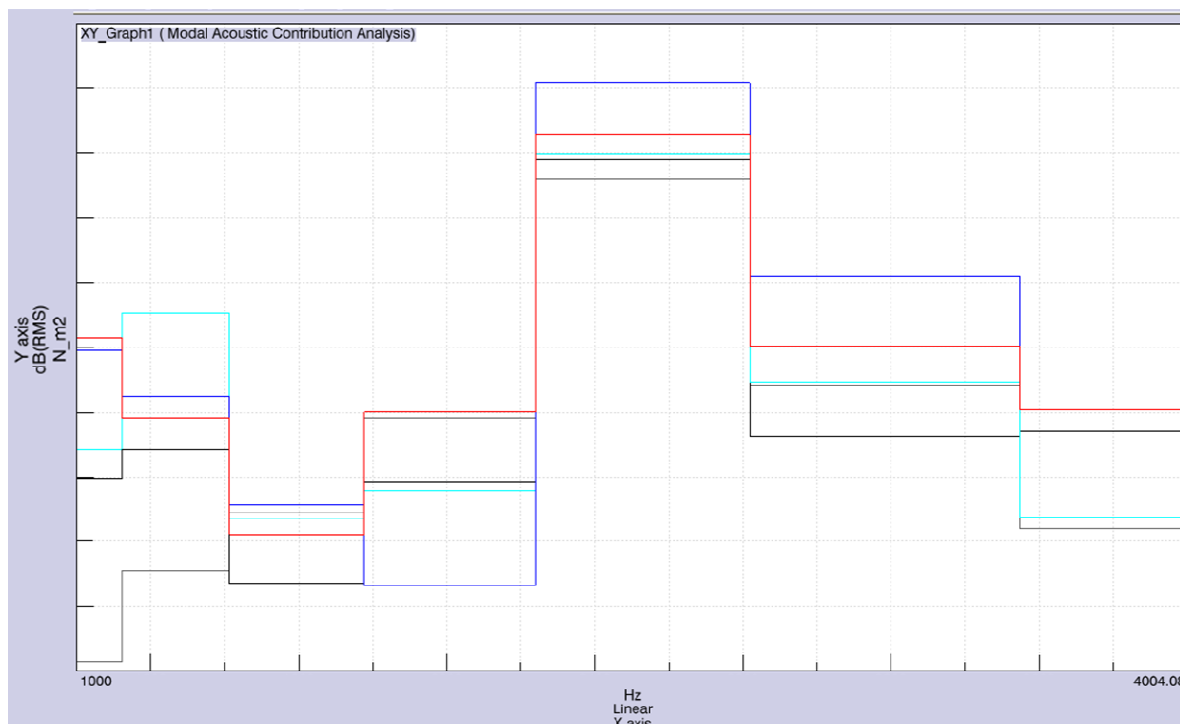


Figura 44 – Pressione acustica in terzi di ottava.

4.6 CONCLUSIONI

E' stato sviluppato un modello di calcolo di un motopropulsore completo con gruppo cambio per un'analisi integrata FEM-BEM-MBS.

La simulazione dinamica è stata condotta in regime stazionario a 4000 rpm in V marcia. Dai diagrammi di irregolarità di moto si è potuto osservare il fenomeno del *gear rattle* relativamente agli ingranaggi di I, II, III, IV in folle. Sono state, inoltre, determinate le forzati con le quali i cuscinetti degli alberi di

trasmissione eccitano la scatola cambio. Tali forzanti, successivamente, hanno costituito l'*input* per il calcolo acustico, che ha consentito di determinare la pressione acustica emessa dalla scatola cambio. Infine, sono state condotte delle analisi di confronto rispettivamente al 50% della pressione all'interno dei cilindri del motore, e in con gli ingranaggi di I, II, III, IV a gioco nullo. Ciò ha permesso nel primo caso di vedere un *rattle* più marcato, mentre nel secondo ha permesso di evidenziare maggiormente l'azione della coppia motrice. Sono state rilevate delle non uniformità nell'andamento delle irregolarità, probabilmente causate da una risonanza del primario. Ciò suggerisce un ulteriore approfondimento di indagine e, a valle, un confronto numerico – sperimentale.

CONCLUSIONI

Il presente elaborato ha avuto come obiettivo lo sviluppo e la correlazione numerico-sperimentale di modelli di calcolo, per l'analisi FEM-BEM-MBS, di motopropulsori di applicazione automobilistica e dei relativi componenti. Sono state valutate le vibrazioni e l'emissione acustica dei suddetti sistemi e sottosistemi.

Nello specifico sono state effettuate analisi modali/FEM come primo *step* di analisi, volto a consentire una valutazione iniziale sul comportamento vibrazionale del sistema o sottosistema in esame. Questa fase di analisi, come è emerso dalla diagnosi dei modelli elaborati, fornisce già dell'indicazioni importanti riguardo al rispetto dei target in frequenza e al contributo della massa alla dinamica del sistema. Consente di individuare le frequenze naturali critiche flessionali e torsionali, per una valutazione in termini di sollecitazioni del sistema. Tali frequenze in condizioni di risonanza determinano un incremento delle vibrazioni.

La determinazione delle forme modali permette, altresì, di confrontare le diverse configurazioni deformate. Inoltre il calcolo dell'energia di deformazione consente di individuare le zone del sistema o sottosistema che

forniscono il contributo più rilevante al fenomeno vibrazionale. Per ottenere ulteriori informazioni sono necessari successivi approfondimenti.

Con l'analisi acustica/BEM, effettuata su base modale, si è valutata l'emissione acustica del sistema, sollecitato per via strutturale, mediante il calcolo della pressione e della potenza acustica. In tale analisi non si sono tenuti in conto i contributi acustici trasmessi per via aerea. In questo caso, si individuano le frequenze e le forme modali corrispondenti, per le quali l'emissione acustica del componente risulta fuori target.

L'utilizzo dell'indice di trasmissibilità acustico, inoltre, comporta la possibilità di effettuare uno studio vibro-acustico del modello prescindendo dalle forzanti reali.

Pertanto, con l'ausilio del calcolo dell'energia deformativa, si riescono a rilevare le aree maggiormente responsabili dell'emissione acustica, e ad attivare interventi correttivi adeguati, quali variazioni geometriche, incremento di spessori, e/o aggiunta di nervature.

Mediante la modellazione MBS si è potuto analizzare il comportamento dinamico dei motopropulsori e determinare le irregolarità di moto dell'albero motore in spostamento, velocità e accelerazione, al fine di valutare l'influenza dei modi di vibrare flessionale e torsionali sul moto dell'albero stesso. Inoltre, il calcolo delle vibrazioni delle staffe di supporto motore, ha consentito una valutazione quantitativa dell'aliquota vibrazionale trasmessa alla vettura e

quindi in abitacolo. Infine, attraverso il calcolo MBS, si sono potute calcolare le forze con le quali i cuscinetti degli alberi di trasmissione sollecitano la scatola cambio.

In alcuni casi sono stati sviluppati modelli di calcolo per la verifica dei target vibro-acustici e per la comparazione con modelli di confronto; in altri, i risultati numerici dei modelli di calcolo elaborati sono stati confrontati con i rilievi sperimentali ottenendo una buona correlazione e raggiungendo, così, gli obiettivi prefissati.

L'utilizzo integrato delle tre fasi di analisi FEM-BEM-MBS permette di effettuare un'analisi più completa ed accurata, che consente di avere un visione più ampia della performance vibrazionale ed acustica in ottica NVH.

Le tre metodologie FEM-BEM-MBS costituiscono un valido strumento in fase di impostazione progettuale NVH dei motori termici e dei relativi componenti, sia per l'affidabilità dei modelli, sia per la velocità di calcolo. Il loro utilizzo, infatti, consente l'adozione di adeguate modifiche, al fine di ottenere una riduzione vibrazionale ed acustica, senza la necessità di realizzare numerosi prototipi fisici. In questo modo si riducono notevolmente i tempi ed i costi in fase di produzione e/o di sviluppo.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Roy R. Craig, Jr., *Structural Dynamics*, John Wiley & Sons, New York, 1981.
- [2] J. P. Den Hartog, *Mechanical Vibration*, DOVER Publications, INC. New York, 1985.
- [3] G. Genta, *Vibrazioni delle strutture e delle macchine*, Levrotto & Bella, 1996.
- [4] C. Braccesi , F. Cianetti , F. Ambrogi, "Metodologia di simulazione del moto di sistemi meccanici dei corpi flessibili in ambiente multibody", *15th European ADAMS Users' Conference*, Rome, november 2000.
- [5] D. Giacosa, *Motori Endotermici*, Hoepli, 2000.
- [6] R. D. Blevins, *Formulas for natural frequency and mode shape*, Krieger Publishing Company, Florida 2001.
- [7] M. P. Norton, D. G. Karczub, *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers*, Cambridge University Press, 2003.
- [8] A. R. Guido, S. Della Valle, *Vibrazioni Meccaniche delle macchine*, Liguori Editore, 2004.
- [9] LMS Virtual Lab User's Guide

- [10] AVL/Excite, Reference Manual, AVL
- [11] R. Citarella, D. Siano, *Transmission loss assessment of an air induction system by BEM, Proceedings of ICAD2006, The Fourth International Conference on Axiomatic Design, Firenze, (2006).*
- [12] E. Armentani, D. De Stefanis, R. Esposito, G. Granato, F. Sbarbati, *Analisi dinamica di un sistema di distribuzione di un motore automobilistico, XXXVI Congresso Nazionale AIAS, Ischia (NA), (2007).*
- [13] E. Armentani, I. Cascella, G. Fioretto, G. Imparato, M. Pirelli, *Analisi numerica con tecniche multibody delle vibrazioni di un motopropulsore automobilistico, XXXIX Congresso Nazionale AIAS, Maratea, (2010).*
- [14] M. P. Norton, D. G. Karczub, *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press, (2003).*
- [15] I.L.Ver, Leo L. Beranek, *Noise and Vibration control Engineers, John Wiley & Sons, (2005).*
- [16] S. Kopuz, N. Lalor, *Analysis of interior acoustic fields using the finite element method and the boundary element method, Applied Acoustics, 45, 193-210, (1995).*
- [17] E. Armentani, D. De Stefanis, R. Esposito, M. Martorelli, A. Parente, *Valve Cover's Numerical Vibro-Acoustic Analysis And Experimental Correlation, The 6th International Styrian Noise, Vibration & Harshness*

Congress - Sustainable NVH solutions inspired by ecology and economy, Graz, Austria, (2010).

[18] E. Armentani, D. De Stefanis, R. Esposito, A. Parente, *Analisi numerica vibro-acustica e correlazione sperimentale per un coperchio testa-cilindri*, XXXVII Congresso Nazionale AIAS, Roma, (2008).

[19] C. Calì, L. Federico, R. Citarella, A. Cicatiello, C. Di Martino, Un approccio integrato FEM-BEM per l'analisi vibro-acustica dell'abitacolo di un autoveicolo, XXXIII Convegno Nazionale AIAS, Bari, (2004).

[20] E. Armentani, R. Esposito, G. Fioretto, A. Parente, M. Pirelli, *Analisi numerica vibro-acustica di un motopropulsore automobilistico*, XXXX Congresso Nazionale AIAS, Palermo, (2011).

[21] J.Derek Smith, "Gear Noise and Vibration" Cambridge University (U.K.), 2003;

[22] Takeshi Abe, Mark Clapper and Chandra Shah "Gear Noise reduction through Transmission Error Control and Gear Blank Dynamic Tuning" SAE paper 1999-01-1766.

[22] Eugene I. Rivin "Analysis and reduction of rattling in power transmission systems" SAE paper 2000 01 0032.

[23] T.C. Kim and R. Singh "Dynamic interactions between loaded and unloaded gear pairs under rattle conditions" SAE paper 2001 01 1553.

- [24] Meisner - Campbell “*Development of Gear Rattle Analytical simulation methodology*” paper 951317, 2003.
- [25] A.Forcelli, C.Grasso, T. Pappalardo (Elasis S.C.p.A.) “*The transmission gear rattle noise: parametric sensitività study*” SAE paper 2004-01-1225.
- [26] Wang Zhao Manoj “*Numerical modeling and analysis of auto motive trasmission rattle*” Department of mechanical Engineering – University of Maryland, 2005.